

Universidad Carlos III de Madrid
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



Ingeniería Técnica Industrial: Especialidad en Mecánica

Proyecto de Fin de Carrera

ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE UN EJE FERROVIARIO A TRAVÉS DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Autor: Miguel Peiro Balaguer
Tutor: Dr. Julio Álvarez Rodríguez

DICIEMBRE 2012

Título: Estudio de sensibilidad de un eje ferroviario a través del método de elementos finitos

Autor: Miguel Peiro Balaguer

Tutor: Julio Álvarez Rodríguez

EL TRIBUNAL:

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

RESUMEN

Un eje ferroviario está sometido, inevitablemente, a tensiones. Estas tensiones junto con otros factores van a derivar, con el paso del tiempo, en el desgaste del eje, en grietas y, si los tratamientos preventivos no son los adecuados, en una rotura del eje con las consecuencias catastróficas que puede llevar consigo.

El presente proyecto pretende “jugar” con las dimensiones del eje, para tratar de dar una idea precisa de cómo variarán las tensiones sufridas por éste al realizar dichos cambios: un estudio de sensibilidad. Según variemos distintas características dimensionales del eje se modificará también el comportamiento de éste frente a las cargas que soporta.

Un eje ferroviario, por sus funciones y requerimientos, tiene varios cambios de sección así como radios de acuerdo entre dichos cambios de sección. Son estos dos elementos, los radios de acuerdo y los diámetros de las distintas secciones, los que se van a modificar para dar una idea de la distribución de tensiones sufrida por el eje.

Para hacerlo se va a hacer uso del método de elementos finitos, interpretado por el avanzado software de ingeniería Ansys. Con él se diseñará el eje, se definirán las cargas y se obtendrán los resultados requeridos.

Palabras clave: eje ferroviario, geometría, Ansys, MEF, diseño mecánico.

ABSTRACT

A rail axis is subject, inevitably, to tensions. These strains together with other factors will result, over time, in wear on the axis, in cracks and, if preventative treatments are not suitable, in a shaft break with probably catastrophic consequences.

This project aims to "play" with the dimensions of the axis, for trying to give a precise idea of how the tensions suffered are going to vary while we make these changes: a sensitivity study. Meanwhile we are varying the dimensional characteristics of the axis its behavior against bearing loads will also change.

A rail axis, given its functions and requirements, has several section changes with their fillet radius. These two elements, the fillet radius and the section changes, will be modified to give an idea of the distribution of stresses experienced by the axis.

We are going to use the Finite Element Method, executed by the advanced engineering software Ansys. With this software, we will design the axis, the loads will be defined and the required results will be obtained.

Keywords: rail axis, geometry, Ansys, FEM, mechanical design.

Índice de contenido

RESUMEN.....	1
ABSTRACT	1
1. LISTA DE FIGURAS.....	1
2. LISTA DE TABLAS.....	3
3. OBJETIVOS	5
3.1. Motivación del proyecto.....	5
3.2. Objetivos.....	6
3.3. Fases de desarrollo	7
4. ANTECEDENTES	9
4.1. Introducción al tren de rodadura	10
4.1.1. Eje montado.	10
4.1.2. Bastidor.	11
4.1.3. Suspensión.....	11
4.1.3.1. Elementos elásticos: resortes	12
4.1.3.2. Amortiguadores	12
4.1.4. Caja de grasa.	12
4.2. Problemas de un eje ferroviario	13
4.2.1. Introducción	13
4.2.2. Problemas.....	13
4.2.2.1. Fatiga e impacto.....	13
4.2.2.2. Corrosión.....	15
5. NORMATIVA DE DISEÑO DE UN EJE FERROVIARIO (EN 13103:2009)	17
5.1. Introducción.....	17
5.2. Objeto y campo de aplicación	18
5.3. Símbolos y abreviaturas.....	18
5.4. Generalidades.....	21
5.5. Fuerzas y momentos a tener en cuenta	21
5.5.1. Tipos de fuerzas.....	21
5.5.2. Efectos debidos a masas en movimiento	21
5.5.3. Efectos debidos al frenado.....	26
5.5.4. Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda	26
5.5.5. Cálculo del momento resultante.....	27
5.6. Determinación de las características geométricas para las diversas partes del eje.....	31
5.6.1. Esfuerzos en las distintas secciones del eje	31
5.6.2. Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje	35
5.6.3. Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas	36
a) Zona de calado del obturador.....	36
b) Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda	37
c) Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente.....	38
d) Caso de dos zonas de calado adyacentes	39
e) Configuración de las zonas de calado.....	39
5.7. Esfuerzos máximos permitidos.....	39
5.7.1. Generalidades.....	39

5.7.2. Calidad de acero EA1N	40
5.7.3. Calidades de acero distintas de EA1N	41
5.8. Anexos	44
6. REQUISITOS DE PRODUCTO (EN 13260:2010)	58
6.1. Objeto y campo de aplicación	58
6.2. Normas para consulta.....	59
6.3. Definición del producto	59
6.3.1. Montaje de componentes	59
a) Generalidades.....	59
b) Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje y el agujero del cubo de la rueda.....	60
c) Diagrama de calado a presión	60
6.3.2. Características del eje montado.....	61
a) Resistencia mecánica de los montajes	61
b) Características de fatiga.....	62
c) Resistencia eléctrica.....	63
d) Desequilibrio	63
e) Medidas y tolerancias	64
f) Tensiones residuales.....	68
g) Protección contra la corrosión y los impactos:.....	68
h) Marcado:.....	69
6.4. Anexos	70
7. EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	84
7.1. Conceptos generales.....	84
8. ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE UN EJE FERROVIARIO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS.....	90
8.1. Introducción.....	90
8.2. Condiciones de partida	91
8.2.1. Zonas del estudio de sensibilidad.....	91
8.2.2. Características del acero	91
8.2.3. Geometría del eje y de las ruedas	92
8.2.4. Distribución de cargas y restricciones sobre el eje y las ruedas	93
8.2.5. Diagrama de momentos flectores.....	94
8.2.6. Deformación del eje	95
8.3. Desarrollo del estudio.....	95
8.4. Resultados	96
8.4.1. Radios de acuerdo	97
8.4.2. Relación de diámetros.....	101
8.4.3. Combinación de factores geométricos: cambio tanto en los radios de acuerdo como en la relación de diámetros	103
9. CONCLUSIONES	105
10. PRESUPUESTO	106
10.1. Introducción.....	106
10.2. Presupuesto económico	106
10.2.1. Coste humano.....	106
10.2.2. Coste máquina.....	107
10.2.3. Coste de materiales	107
10.2.4. Coste total	108
11. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	109

1. LISTA DE FIGURAS

- i. Figura 1. Recorrido del ferrocarril sobre la vía*
- ii. Figura 2 . Inicio y propagación de grieta*
- iii. Figura 3. Distribución de las fuerzas*
- iv. Figura 4. Componentes del frenado*
- v. Figura 5. Transición entre dos partes cilíndricas*
- vi. Figura 6. Fondo de la acanaladura*
- vii. Figura 7. Figuras 7a, 7b y 7c*
- viii. Figura 8. Zonas de transición entre mangueta y calado del obturador y de la rueda*
- ix. Figura 9. Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador*
- x. Figura 10. Transición entre el cuerpo y la zona de calado*
- xi. Figura 11. Características geométricas de las entallas*
- xii. Figura 12. Parámetros de la rueda*
- xiii. Figura 13. Eje con una única zona de calado para uno o dos discos de freno*
- xiv. Figura 14. Ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno*
- xv. Figura 15. Ruedas dentadas cilíndricas*

- xvi. *Figura 16. Sistema a analizar mediante MEF*
- xvii. *Figura 17. Ejemplo de viga en voladizo*
- xviii. *Figura 18. Discretizado del dominio de viga en voladizo*
- xix. *Figura 19. Geometría y fuerzas sobre la placa*
- xx. *Figura 20. Modelización por elementos finitos triangulares*
- xxi. *Figura 21: Zonas de estudio*
- xxii. *Figura 22: Geometría original de eje y ruedas*
- xxiii. *Figura 23: Distribución de las cargas y restricciones*
- xxiv. *Figura 24: Diagrama de momentos flectores sobre el eje*
- xxv. *Figura 25 . Deformación del eje*
- xxvi. *Figura 26: Radio de acuerdo original $\cdot 0,85$*
- xxvii. *Figura 27: Radio de acuerdo original $\cdot 0,95$*
- xxviii. *Figura 28: Radio de acuerdo original $\cdot 1,15$*
- xxix. *Figura 29: Radio de acuerdo original $\cdot 1,15$ (detalle)*
- xxx. *Figura 30: Relación de diámetros original $\cdot 1,15$*
- xxxi. *Figura 31: Relación de diámetros original $\cdot 0,85$*
- xxxii. *Figura 32: Relación de diámetros original $\cdot 1,15$ y Radio de acuerdo original $\cdot 0,85$*
- xxxiii. *Figura 33: Relación de diámetros original $\cdot 0,85$ y Radio de acuerdo original $\cdot 1,15$*

2. LISTA DE TABLAS

- i. *Tabla 1. Símbolos y abreviaturas*
- ii. *Tabla 2. Aplicaciones principales del material rodante*
- iii. *Tabla 3. Valores de las fuerzas calculadas a partir de m_l*
- iv. *Tabla 4. Cálculo de M_x*
- v. *Tabla 5. Cálculo del momento resultante*
- vi. *Tabla 6. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA1N*
- vii. *Tabla 7: Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA1N
(Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3 o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.)*
- viii. *Tabla 8. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos para calidad de acero EA4T*
- ix. *Tabla 9: Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA4T
(Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3, o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4)*
- x. *Tabla 10. Valores mínimos para ejes montados compuestos por eje de acero EA1N*
- xi. *Tabla 11. Desequilibrios dinámicos máximos para ejes montados con $V > 120$ km/h*
- xii. *Tabla 12: tolerancias de los parámetros de la rueda*

- xiii. *Tabla 13: desviación axial de la cara interna*
- xiv. *Tabla 14: Tolerancias para los ejes con una zona de calado para uno o dos discos de freno*
- xv. *Tabla 15: Tolerancias para ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno*
- xvi. *Tabla 16. Tolerancias para ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores y reductores*

3. OBJETIVOS

3.1. Motivación del proyecto

El eje ferroviario va a ser el elemento que soporte todo el peso del resto del tren. Además en el eje van encastradas las ruedas que, unidas a la vía, dotarán de movimiento al vehículo. En el eje también irán dispuestos otros elementos como el sistema de suspensión y amortiguación y, dependiendo del tipo de eje, el reductor, que relacionará el movimiento del motor al del eje. Los frenos también se sitúan en el eje.

Considerando todas estas funciones, es claro que no debe permitirse que un eje ferroviario rompa bajo ningún concepto, ya que desembocaría en un accidente de magnitud muy alta y con riesgo alto de daños tanto materiales como, mucho más importante, daños personales. No se puede olvidar que el tren es un medio de transporte enormemente extendido. Sin ir más lejos, se ha aumentado el número de pasajeros de tren en España en un 2,5% (Febrero 2011).

Es por esto por lo que un estudio que trate de atacar el problema de las roturas de ejes de raíz, en la fase de diseño, es de gran interés.

3.2. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es dar a conocer qué configuración de diseño del eje ferroviario es la más adecuada para minimizar tensiones y, por tanto, retrasar grietas y demás defectos. También es objeto de este proyecto descubrir qué zonas son las más críticas desde el punto de vista de fatiga para así facilitar las inspecciones en busca de dichos defectos, señalando las zonas de propagación de grietas más comunes.

Como subobjetivos del proyecto se declaran:

- La introducción al mundo ferroviario y, más especialmente, al eje ferroviario y su papel desde el punto de vista puramente mecánico.
- Condiciones generales de diseño de un eje ferroviario.
- Análisis general de las causas más comunes de fallo en los ejes ferroviarios.
- Introducción al método de elementos finitos.

3.3. Fases de desarrollo

En el desarrollo de este proyecto se han seguido distintas fases claramente diferenciadas.

Podemos definir la organización del proyecto como modular. Esto es, si se necesita modificar una sola de las partes, no afectará a las demás, permitiendo cambios en cualquier momento y de cualquier magnitud en cualquier módulo sin alterar los restantes. Estos módulos son:

- Resumen, introducción e índices.
- Introducción al mundo ferroviario.
- Introducción a los sistemas integrados o en los que participa el eje ferroviario.
- Normativa de diseño de un eje ferroviario.
- Estudio de sensibilidad.
- Presupuesto.
- Conclusiones y bibliografía.

Los pasos para llevar a cabo el proyecto han empezado por la búsqueda en bibliotecas y otros recursos de información de la normativa y documentos necesarios para la realización del proyecto para conseguir la máxima rigurosidad posible. Adquisición de dichas normas y documentos mediante previa solicitud formal a RENFE, CAF, AENOR o la empresa correspondiente.

El resto de pasos son:

Estudio en Ansys

Procesamiento del eje ferroviario a través del software de elementos finitos Ansys. Modelado, definición de cargas y toma y estudio de resultados.

Redacción del proyecto.

Escritura del proyecto a ordenador de los módulos anteriormente descritos. El orden seguido es el siguiente:

- Antecedentes.
- Presupuesto.
- Conclusiones y bibliografía.

Organización del proyecto.

Comprobar que el proyecto está correctamente ordenado, que está bien presentado y se plantea la ampliación, modificación o eliminación de algún módulo

Revisión final y corrección del proyecto

Con el objetivo de solucionar erratas y pulir el estado final del proyecto. Se hace de manera íntegra y concienzuda.

Presentación

Preparación y realización de la presentación del proyecto ante el tribunal.

4. ANTECEDENTES

En este capítulo voy a describir brevemente los inicios del ferrocarril en España.

El primer ferrocarril español fue construido en la Isla de Cuba, perteneciente a la Corona Española, para transporte de Caña de Azúcar al puerto de La Habana. Esta línea se construyó entre 1835 y 1837 cubriendo el trayecto entre La Habana y Bejucal. En la península no fue hasta el año 1848 cuando se construyó la primera línea que cubría el trayecto entre Barcelona y Mataró.

Fue el 15 de Marzo de 1847 cuando se obtuvieron todos los permisos para poder construir la línea Barcelona-Mataró. Esta línea se acabó de construir el día 20 de Octubre de 1848 y se inauguró oficialmente ocho días después (28 de Octubre de 1848).

La línea la desarrolló el contratista Joseph Locke junto al litoral, teniendo que construir un túnel (el primero de España) en la población, y eligiendo un ancho de vía de seis pies castellanos, equivalentes a 1'672 metros. Se decidió esta medida debido a que con ella no se necesitaban locomotoras de mayor potencia para circular por la superficie española. Para este ferrocarril se utilizaron 4 locomotoras 1-1-1 (Mataró, Barcelona, Cataluña, Besós) que costaron dos mil libras esterlinas y un suplemento de doscientas libras por tender.

Se realizaron diversas pruebas para acondicionar la línea y en ellas se tardó en realizar el trayecto de ida (Barcelona - Mataró) 58 minutos y 48 minutos el trayecto de vuelta. El día de su inauguración el tren se componía de 24 coches con una capacidad para unos 900 viajeros. Como el trayecto obtuvo una gran acogida, en días posteriores se incrementó el número de vagones en el tren llegando hasta los 35 vagones con una capacidad máxima de 1900 viajeros.

El segundo ferrocarril que se construyó en España es el de la línea Madrid-Aranjuez cuyos planos fueron realizados en 1844 por el ingeniero Don Pedro de Lara. Los planes eran los de construir una línea de ferrocarril de 49 kilómetros desde Madrid hasta Aranjuez y más adelante unir la línea con Albacete, para terminar su recorrido en la provincia de Alicante. Pero Don Pedro de



Lara decidió abandonar el proyecto, incluso teniendo las licencias de construcción concedidas, ya que ningún organismo oficial le apoyaba.

La construcción de esta línea fue comenzada en Mayo de 1846 por el político y financiero Don José de Salamanca que retomó el proyecto anteriormente citado. Pero debido a las obligaciones políticas de Don José de Salamanca el proyecto se paralizó en 1847. Dicho político, en 1849, retomó el mando de la construcción de la línea que acabó siendo inaugurada el día 9 de Febrero de 1851 por la reina Isabel II.

Las locomotoras que fueron utilizadas en esta línea fueron seis del constructor inglés Stothert Slaughter & C^a de Bristol y que costaron 15.000 libras. Por otro lado se compraron otras cuatro locomotoras a la constructora Belga Societé Saint Leonard de Lieja con un coste de 59.800 francos. Las locomotoras eran de alta presión y expansión variable, pudiendo llegar a 5 atmósferas. Tenían una potencia de aproximadamente 186 caballos y la velocidad máxima que podía alcanzar es de 32 Km/h.

En Julio de 1854 entró en funcionamiento de la línea de Barcelona a Granollers un recorrido de 29 kilómetros, en el que se usaron por primera vez traviesas metálicas. Por esas fechas también se construyó el ferrocarril de Barcelona a Molins de Rey, prolongándose en 1859 hasta Martorell. También en el año 1854 se construyó el ferrocarril que unía la provincia de Valencia con Játiva, con 56 kilómetros.

A partir de estas fechas, el ferrocarril ha ido evolucionando enormemente.

4.1. Introducción al tren de rodadura

A continuación se van a describir las partes de las que consta el tren de rodadura o bogie, elemento clave en el conjunto del vehículo ferroviario. No sólo se compone del conjunto de eje y ruedas (eje montado o wheelset), sino que también comprende otros elementos como los destinados al sistema de suspensión y amortiguamiento, que dotará al ferrocarril de estabilidad y confort.

4.1.1. Eje montado.

Se denomina eje montado al conjunto de eje y ruedas encastradas en él. Esta fuerte unión implica una misma velocidad angular para las dos ruedas y una separación constante entre ellas.

Funciones del eje montado:

- Mantener la distancia necesaria entre vehículo y vía.
- Proporcionar el movimiento de lazo que se requiere en el recorrido del ferrocarril por la vía, incluyendo curvas y agujas (Figura 1).

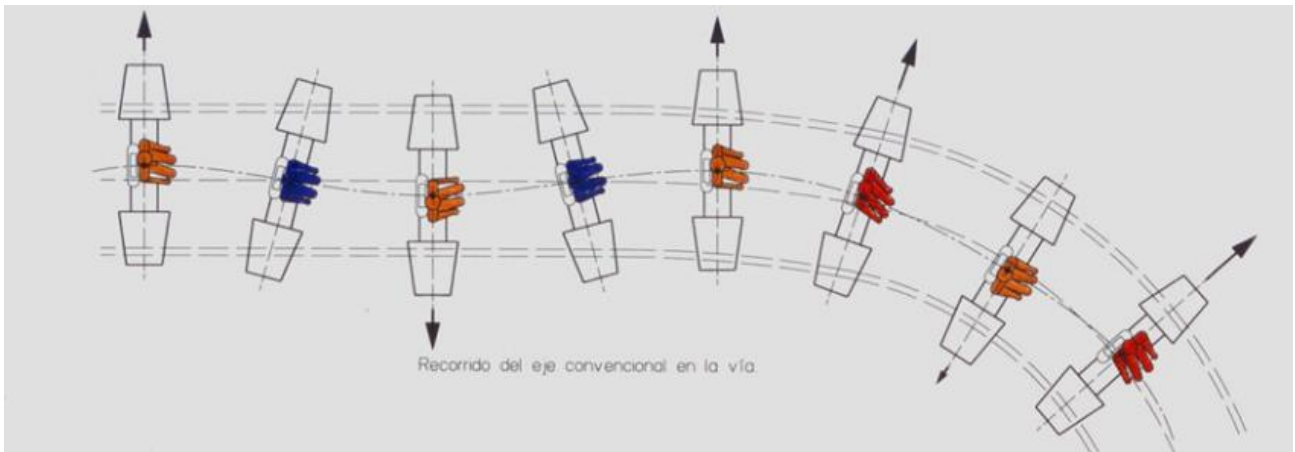


Figura 1. Recorrido del ferrocarril sobre la vía

- Transmisión de las fuerzas de tracción y de frenado del motor a los raíles, para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del eje montado depende de:

- El tipo de vehículo. El coche o vagón bajo el que va montado el eje puede ser tractor o remolque.
- Situación de los cojinetes o rodamientos respecto al eje (posición exterior o interior).
- El deseo de limitar fuerzas de una más alta frecuencia usando elementos elásticos entre el centro de la rueda y la llanta.

Los ejes y ruedas son los elementos más críticos del material rodante ferroviario. Un mal diseño de cualquiera de ellos podría causar su rotura y, viendo sus funciones arriba descritas, tendría consecuencias muy peligrosas para el vehículo.

El eje montado es el elemento del ferrocarril alrededor del que girará este proyecto.

4.1.2. Bastidor.

Estructura de acero que da soporte a todos los elementos del tren de rodadura. Tiene forma de H y está formado por planchas de acero soldadas.

4.1.3. Suspensión.

Las irregularidades de la vía van a provocar vibraciones en la caja del vehículo. Los elementos destinados a amortiguar dichas vibraciones están integrados en el llamado sistema de suspensión. El sistema de suspensión está formado por componentes elásticos y amortiguadores.

La suspensión se puede dividir en dos etapas si hablamos de bogie con bastidor rígido:

- Suspensión primaria: conecta el eje montado con el bastidor del bogie. Su función es distribuir la carga del vehículo en los ejes de manera uniforme.
- Suspensión secundaria: conecta el bastidor y el bogie y la caja del vehículo. Relativiza los movimientos entre el bogie y la caja del vehículo. Esta suspensión puede ser de tipo mecánico o neumático.

4.1.3.1. Elementos elásticos: resortes

Utilizados para:

- Igualar las cargas verticales entre las ruedas.
- Estabilizar el movimiento de los vehículos en la vía.
- Reducción de fuerzas y aceleraciones dinámicas.

4.1.3.2. Amortiguadores

Un amortiguador se encarga de disipar la energía proveniente de las oscilaciones en el movimiento de la suspensión. La amortiguación se produce por la actuación de dispositivos de amortiguación viscosa o de fricción.

Los amortiguadores de fricción transforman la energía proveniente de las oscilaciones en energía térmica por la fricción seca. Este tipo de amortiguadores se usan en vehículos de carga por su bajo coste y por su simplicidad. Se clasifican en cuatro tipos: integrados en el elemento elástico, integrados en la suspensión del resorte, telescópicos y de palanca. Sus desventajas radican en: amortiguación subóptima con carga parcial, dificultad de controlar la fricción a los valores de diseño deseados y los cambios de niveles de la fricción mientras que las caras se usan y vuelven contaminadas en servicio.

Por otro lado, los amortiguadores de tipo telescópico, tienen la ventaja de ser autónomos, de ir protegidos del ambiente. Además pueden ser instalados en cualquier ángulo excepto de forma vertical y también pueden ser examinados y reparados sin necesidad de elevar la carrocería de la caja del vehículo.

La amortiguación de vibraciones se puede conseguir de igual manera por otros medios, como la introducción de amortiguadores activos relacionados proporcionalmente a la velocidad.

4.1.4. Caja de grasa.

Situadas en los extremos del eje, buscan conseguir la mejor rotación posible entre los elementos involucrados en el movimiento, gracias a los cojinetes de rodillos alojados en su interior.. Deberán lubricar correctamente las zonas con movimiento rotatorio común disminuyendo el desgaste y la fricción.

4.2. Problemas de un eje ferroviario

4.2.1. Introducción

En la gran mayoría de los casos, los problemas que pueden derivar en avería en un eje ferroviario se pueden deber a tres causas:

- Fatiga
- Impacto
- Corrosión

Las dos primeras causas son fenómenos físicos que el eje está preparado para soportar. Sin embargo, debido a la repetitividad de éstas se convierten en problema. La corrosión sin embargo tiene que ver con un fenómeno químico, la oxidación.

Vamos a ver en los siguientes apartados un estudio de cada una de estas típicas causas de avería en un eje ferroviario.

4.2.2. Problemas

4.2.2.1. *Fatiga e impacto*

La fatiga se puede definir como: pérdida de la resistencia mecánica de un material al ser sometido largamente a esfuerzos repetidos.

Un análisis correspondiente de falla por fatiga muestra que los esfuerzos máximos reales estaban por debajo del esfuerzo máximo o de rotura del material, o lo que es aún más sorprendente, por debajo del esfuerzo de fluencia. El común denominador de estas fallas es que los esfuerzos fluctuaron en el tiempo. A este tipo de falla se le denomina falla por fatiga.

En un principio se pensó que este tipo de falla estaba relacionado con una variación de la estructura cristalina debido a la acción de cargas variables y por ello recibió el nombre de fatiga. Sin embargo, investigaciones posteriores han determinado que en el progreso de una falla por fatiga no se produce variación de la estructura del metal. A pesar de ello se ha mantenido por tradición el nombre de fatiga para este fenómeno. La falla por fatiga tiene un inicio de carácter local. Ella comienza con una grieta microscópica que no es posible de percibir a simple vista. Es más, aún utilizando técnicas de inspección como rayos X o ultrasonido es muy difícil localizar dichas microgrietas. Normalmente estas grietas se originan en puntos de discontinuidad del material, tales como un cambio brusco de sección (como los producidos en los ejes ferroviarios), un canal, un orificio o hasta en alguna irregularidad causada por el maquinado, lo cual produce concentración de esfuerzos. Una vez formada una grieta, el esfuerzo variable la hace crecer y con ello aumenta su efecto concentrador de esfuerzos. Al crecer la grieta disminuye el área que soporta el esfuerzo y ello conlleva al crecimiento del esfuerzo neto. En algún momento el área ha disminuido tanto que ya no



es capaz de soportar el esfuerzo y se rompe bruscamente.

En un eje de transmisión se aprecian claramente tres zonas bien definidas:

- La primera, abarca más de la mitad de la sección del eje. Tiene un aspecto liso conoidal y representa estados de propagación de la grieta inicial, cuyo origen es el borde anguloso de la chaveta (concentrador de tensiones). Esta grieta se propaga lentamente de forma asimétrica, lo que es típico de las fracturas por fatiga en ejes rotatorios.
- La segunda zona, de velocidad de propagación más elevada, cubre casi el resto de la sección del eje y presenta un aspecto rugoso.
- La tercera zona, es donde se produce la fractura final, que tuvo lugar de una forma dúctil y aparece como una pequeña área oscura a la derecha de la sección. El tamaño de la sección indica las pequeñas cargas a las que estaba sometido el eje. Si su aspecto es cristalino, el material es frágil, pero si es fibroso el material es dúctil.

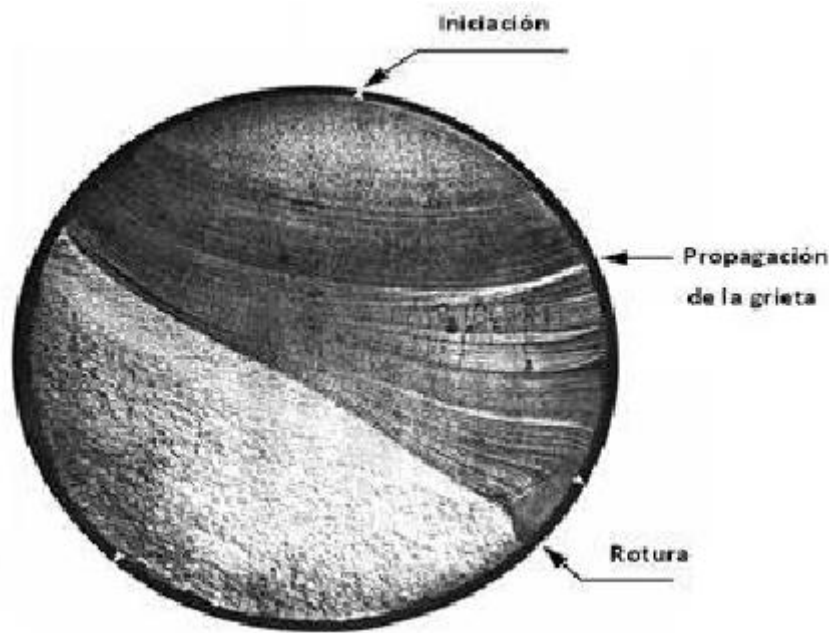


Figura 2. Inicio y propagación de grieta

4.2.2.2. Corrosión

La fatiga por corrosión se ha convertido en uno de los problemas principales en el diseño de ejes ferroviarios.

La fatiga por corrosión se está convirtiendo en una materia importante en la evaluación de la integridad estructural de los ejes ferroviarios debido a que recientes fallos de estos han sido atribuidos tanto a la presencia de puntos de corrosión como a superficies corroídas en ellos. A pesar de su importancia, los estándares europeos de normalización (EN Standards del Comité Europeén de Normalisation CEN) existentes no cuantifican de manera precisa el efecto que podría haber en la resistencia a fatiga de un eje ferroviario debido a defectos por corrosión o fatiga por corrosión.

La corrosión encontrada típicamente en los ejes es significativa desde el punto de vista de las propiedades de la fatiga ya que la duración de dicho acero está fuertemente afectado por la presencia de un medio medianamente corrosivo, como por ejemplo, el agua de lluvia. Los resultados de las pruebas de fatiga son consistentes con la reducción de la fatiga que se sugiere en las recomendaciones técnicas de la BASS (buenas prácticas).

Se ha hecho necesario aumentar la atención en el análisis de las propiedades de fatiga y el crecimiento de las fisuras en los ejes ferroviarios para definir mejor los diseños en cuanto a fatiga y planear la inspección de dichos componentes. Sin embargo, hasta ahora, la corrosión difusa que puede aparecer en algunas áreas de los ejes y la posibilidad de que los puntos de corrosión puedan aumentar la nucleación y la consiguiente propagación de la rotura por fatiga no ha sido considerada (cuando se definen propiedades de fatiga sobre los ejes).

Algunos informes de referencias bibliográficas informan de los fallos de ejes por fatiga debido a la propagación de los puntos de corrosión. Hoddinott avisa acerca de cinco fallos de envergaduras medias de ejes que estaban en servicio ocurridos en el Reino Unido desde 1996 hasta 2003, y cuatro de ellos han sido relacionados con la presencia de superficies con corrosión por difusión y puntos de corrosión. Al otro lado del Atlántico, el departamento para la seguridad del transporte de Canadá ha informado sobre el fallo de un eje causado por puntos de corrosión bajo el uso diario. También hay que mencionar que otros siete fallos similares han ocurrido entre 1998 y 2000.

Los efectos de la corrosión en las propiedades de la fatiga pueden ser inicialmente observados como un número de defectos superficiales, los cuales obviamente reducen la resistencia a fatiga del eje (esto parece ser el efecto descrito por Hoddinott en uno de los casos), en cualquier caso la fatiga por corrosión afecta perjudicialmente tanto a la iniciación como el crecimiento de la fisura. Este fenómeno se caracteriza por la formación de un número suficiente de fisuras cuya nucleación se favorece por los puntos debidos al ambiente agresivo. Estas pequeñas fisuras son capaces de cruzar las “barreras microestructurales” con facilidad y poseen una velocidad de propagación más rápida que en el aire. Estos efectos causan un gran decremento en las propiedades de la fatiga incluso en ambientes comunes. Los ensayos de fatiga rotatoria por flexión de un acero al carbono templado en agua de grifo muestran una reducción de la resistencia a fatiga del 50 %. Este hecho experimental muestra un efecto perjudicial según el ambiente en los diagramas S-N y deben ser tomados en



cuenta aplicando una reducción del límite de diseño a fatiga. Sin embargo, los estándares EN13103/4 no consideran este tipo de reducción de la resistencia de fatiga y confían en el mantenimiento adecuado del eje.

Los efectos de la corrosión tienen dos fases:

- Primera etapa: corrosión inducida que daña el material libre de tensión mecánica.
- Segunda etapa: daño inducido por la fatiga mecánica en las condiciones de la pieza.

5. NORMATIVA DE DISEÑO DE UN EJE FERROVIARIO (EN 13103:2009)

5.1. Introducción

Los ejes de ferrocarril fueron de los primeros componentes de trenes que dieron lugar a problemas de fatiga.

Hace muchos años, se desarrollaron métodos específicos para poder diseñar estos ejes, basados en una realimentación del análisis del comportamiento en servicio de los ejes combinado con el examen de fallos y en los ensayos de fatiga efectuados en el laboratorio, para así determinar las características y optimizar el diseño y los materiales que debían utilizarse en los ejes.

Un grupo de trabajo europeo bajo los auspicios de la UIC(Unión Internacional de Ferrocarriles)) empezó a armonizar estos métodos a principios de los años 70, lo que motivó la redacción de un documento ORE (Oficina de Investigación y Ensayos de la UIC)), aplicable al diseño de los ejes del material remolcado, posteriormente incluidos en las normas nacionales (francesas, alemanas e italianas), y posteriormente convertidos en una ficha UIC.

La bibliografía recoge un listado de los documentos relevantes utilizados a efectos de referencia. El método descrito allí está basado en su mayor parte en cargas convencionales y aplica la teoría de la viga para el cálculo de esfuerzos. Las recomendaciones de forma y de esfuerzos se derivan de los ensayos de laboratorio y el resultado está validado por muchos años de funcionamiento en diferentes sistemas ferroviarios.

Esta norma está basada en su mayor parte en este método, que ha sido mejorado y cuyo objeto y campo de aplicación han sido ampliados.

5.2. Objeto y campo de aplicación

Esta norma:

- 1) define las fuerzas y momentos a tener en cuenta en función de las masas y condiciones de tracción y frenado;
- 2) proporciona el método de cálculo de esfuerzos para ejes con manguetas exteriores;
- 3) especifica los esfuerzos máximos admisibles, que deben tomarse en consideración en los cálculos, para una calidad de acero EA1N, definido en la Norma EN 13261;
- 4) describe el método para la determinación de los esfuerzos máximos admisibles para otras calidades de acero;
- 5) determina los diámetros de las distintas secciones del eje y recomienda las formas y transiciones más adecuadas para proporcionar un buen comportamiento en servicio.

Esta norma es aplicable a:

- 6) ejes macizos y huecos de material rodante ferroviario para trasladar viajeros y carga;
- 7) ejes definidos en la Norma EN 13261;
- 8) todos los anchos de vía (Si el ancho de vía no es normal, algunas fórmulas necesitan adaptarse).

Esta norma se aplica a ejes portadores destinados al material rodante para circular en condiciones europeas normales. Antes de hacer uso de esta norma, si existe alguna duda para establecer si las condiciones de explotación del ferrocarril son normales, es necesario determinar si se tiene que aplicar un coeficiente de seguridad de diseño adicional a los esfuerzos máximos permitidos. El cálculo de los ejes montados para aplicaciones especiales (por ejemplo para máquinas bateadoras, máquinas alineadoras y máquinas niveladoras), pueden realizarse según esta norma para los casos de carga de vehículo aislado y de vehículo incorporado a un tren. Esta norma no se aplica para casos de carga en trabajo. Éstos se calculan separadamente.

5.3. Símbolos y abreviaturas

Para los fines de esta norma se aplican los símbolos y abreviaturas de la tabla 1:

Tabla 1. Símbolos y abreviaturas

Símbolo	Unidad	Descripción
m_1	kg	Masa en las manguetas por eje (las masas de los rodamientos y de las cajas de grasa están incluidas)
m_2	kg	Masa del eje y masas sobre el eje entre los planos de rodadura (disco de freno, etc.)
$m_1 + m_2$	kg	Para el eje considerado, es la masa aplicada sobre los carriles
g	m/s ²	Aceleración debida a la gravedad
P	N	La mitad de la fuerza vertical por cada eje sobre el carril $\frac{(m_1 + m_2)g}{2}$
P_0	N	Fuerza vertical estática por cada mangueta, cuando el eje está cargado simétricamente $\frac{m_1 g}{2}$
P_1	N	Fuerza vertical sobre la mangueta más cargada
P_2	N	Fuerza vertical sobre la mangueta menos cargada
P'	N	Parte de P frenado por cualquier sistema mecánico de freno
Y_1	N	Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta más cargada
Y_2	N	Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta menos cargada
H	N	Fuerza que equilibra las fuerzas Y_1 e Y_2
Q_1	N	Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta más cargada
Q_2	N	Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta menos cargada
F_i	N	Fuerzas ejercidas por las masas de los elementos no suspendidos, situadas entre las dos ruedas [disco(s) de freno, piñón, etc.]

Símbolo	Unidad	Descripción
F_f	N	Fuerza máxima aplicada a las zapatas de un mismo portazapatas sobre una rueda o fuerza de las superficie de contacto de las pastillas sobre un disco
M_x	N·mm	Momento de flexión producido por las masas en movimiento
M'_x, M'_z	N·mm	Momentos de flexión producidos por el frenado
M'_y	N·mm	Momento de torsión producido por el frenado
MX, MZ	N·mm	Suma de los momentos de flexión
MY	N·mm	Suma de los momentos de torsión
MR	N·mm	Momento resultante
$2b$	mm	Distancia entre los puntos de aplicación de las fuerzas verticales sobre las manguetas del eje
$2s$	mm	Distancia entre los círculos de rodadura de la rueda
h_i	mm	Altura por encima de la línea central del eje del centro de gravedad de las masas soportadas por el eje
y_i	mm	Distancia entre el círculo de rodadura de una rueda y la fuerza F_i
y	mm	Abscisa para cualquier sección del eje medida desde la sección sometida a la fuerza P_1
Γ		Coefficiente de fricción medio entre la rueda y la zapata de freno o entre las pastillas de freno y el disco
σ	N/mm ²	Esfuerzo calculado en una sección
K		Coefficiente de concentración del esfuerzo de fatiga
R	mm	Radio nominal del círculo de rodadura de una rueda
R_b	mm	Radio de frenado
d	mm	Diámetro para una sección del eje
d'	mm	Diámetro interior de un eje hueco
D	mm	Diámetro utilizado para determinar K
r	mm	Radio de la curva de transición utilizado para determinar K
S		Coefficiente de seguridad
G		Centro de gravedad
R_{fL}	N/mm ²	Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas lisas
R_{fE}	N/mm ²	Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas con entalla
a_q	m/s ²	Desequilibrio de la aceleración transversal
f_q		Factor de propulsión

5.4. Generalidades

Las fases principales para el diseño de un eje son las siguientes:

- a) definición de las fuerzas que tienen que tenerse en cuenta y cálculo de los momentos en las diferentes secciones del eje;
- b) selección de los diámetros para el cuerpo del eje y las manguetas y, sobre la base de estos diámetros, cálculo de los diámetros de otras secciones;
- c) verificación de las opciones tomadas de la siguiente manera:
 - cálculo del esfuerzo para cada sección
 - comparación de estos esfuerzos con los esfuerzos máximos permitidos.

Los esfuerzos máximos permitidos se definen principalmente por:

- la calidad del acero;
- si el eje es macizo o hueco.

El anexo A (informativo) presenta un ejemplo de hoja de cálculo.

5.5. Fuerzas y momentos a tener en cuenta

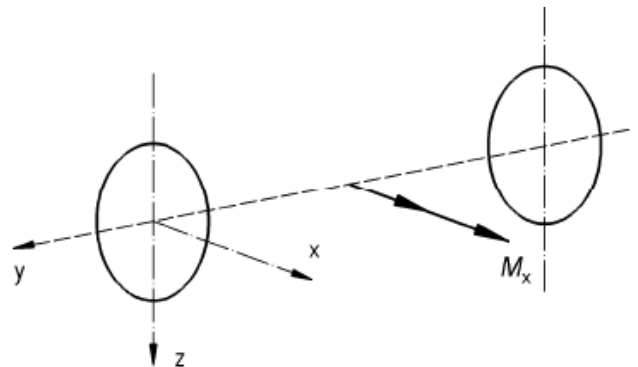
5.5.1. Tipos de fuerzas

Se van a tratar dos tipos de fuerzas en función de:

- 1) las masas en movimiento;
- 2) el sistema de frenado.

5.5.2. Efectos debidos a masas en movimiento

Las fuerzas producidas por las masas en movimiento están situadas en el plano vertical de simetría (y, z) que corta la línea central del eje (véase la figura).



A menos que el cliente defina lo contrario, las masas ($m_1 + m_2$) que tienen que tenerse en cuenta para las aplicaciones principales del material rodante se definen en la tabla 2. Para aplicaciones específicas como, por ejemplo, los vehículos de cercanías, se necesitan otras definiciones para las masas, de acuerdo con los requisitos específicos de explotación.

Tabla 2. Aplicaciones principales del material rodante

Tipos de unidades de material rodante	Masa ($m_1 + m_2$)
Vagones de carga	Para el eje considerado, fracción de la masa del vagón en el caso de carga máxima prevista en servicio.
Coche que incluye plazas para viajeros, zonas de equipaje y furgones	Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, la "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.); la "carga neta" se define como la masa de un viajero, la cual se estima en 80 kg, incluyendo equipaje de mano; <ul style="list-style-type: none"> – 1 viajero por asiento; – 2 viajeros por m^2 en pasillos y plataformas de intercomunicación; – 2 viajeros por compartimento para personal de asistencia en viaje; – 300 kg por m^2 en compartimentos de equipaje.
1 Vehículos de grandes líneas ^a	
2 Vehículos de cercanías ^{a b}	Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, la "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.); la "carga neta" se define como la masa de un viajero, la cual se estima en 70 kg (con poco o nada de equipaje); <ul style="list-style-type: none"> – 1 viajero por asiento; – 3 viajeros por m^2 en zonas de pasillos; – 4 o 5 viajeros por m^2 en zonas de plataformas de intercomunicación ^b; – 300 kg por m^2 en compartimentos de equipaje.
^a Las cargas netas que tienen que tenerse en cuenta para determinar los vehículos de grandes líneas y vehículos de cercanías reflejan ampliamente las condiciones normales de explotación de la red ferroviaria de la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC). Si las condiciones de funcionamiento difieren significativamente, las masas pueden modificarse, por ejemplo, aumentando o disminuyendo el número de viajeros por m^2 en pasillos y plataformas de intercomunicación.	
^b En algunas ocasiones, estos vehículos están relacionados con las clases de compartimentos del viajero, es decir, primera o segunda clase.	

El momento de flexión M_x en cualquier sección se calcula a partir de las fuerzas P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 y F_i como muestra la figura 3. Representa el caso más desfavorable para el eje, es decir:



1) la distribución asimétrica de las fuerzas;

2) la dirección de las fuerzas F_i causadas por las masas de los componentes no suspendidos seleccionados de tal manera que sus efectos de flexión se suman a los efectos producidos por las fuerzas verticales;

3) el valor de las fuerzas F_i proviene de multiplicar la masa de cada componente no suspendido por 1 g.

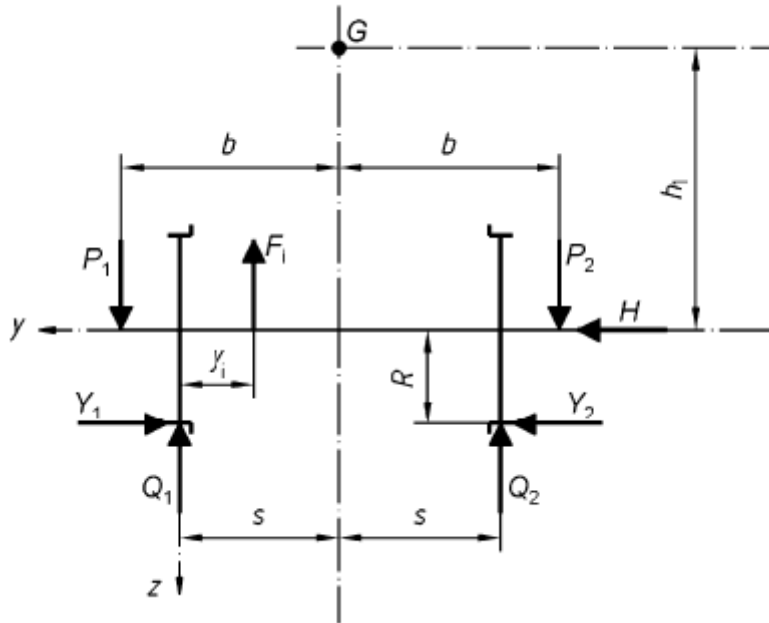


Figura 3. Distribución de las fuerzas

La tabla 3 muestra los valores de las fuerzas calculadas a partir de m_1 .

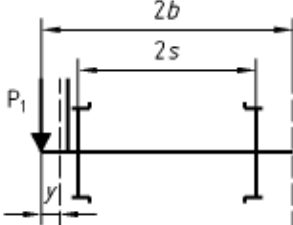
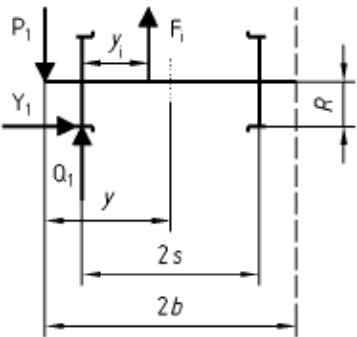

Tabla 3. Valores de las fuerzas calculadas a partir de m_1

Todos los ejes excepto el eje guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,075h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,075h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,30m_1g$ $Y_2 = 0,15m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,15m_1g$
Eje guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,0875h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,0875h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,35m_1g$ $Y_2 = 0,175m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,175m_1g$
Para todos los ejes	
$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$	
$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$	
^a El eje guía es el eje del primer bogie (es decir, el conductor) de un coche utilizado en cabeza de una unidad de tren reversible. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se considera que es un eje guía.	

Los valores de los coeficientes de las fórmulas se aplican a ejes de ancho de vía normal con suspensión clásica. Para anchos de vía muy distintos, por ejemplo el ancho de vía métrico, o un sistema nuevo de suspensión, por ejemplo la suspensión pendular, deben tomarse en consideración otros valores (véanse los anexos B y C).

La tabla 4 muestra las fórmulas para calcular M_x para cada zona del eje y el esquema general de las variaciones de M_x a lo largo del eje.

Tabla 4. Cálculo de M_x

Zona del eje	M_x^a
Entre el plano de carga y el plano de rodadura	$M_x = P_1 y$ 
Entre los planos de rodadura	$M_x = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i(y - b + s - y_i)$  <p>F_i: fuerza(s) situada(s) a la izquierda de la sección considerada</p>
Esquema general de las variaciones de M_x	
^a En caso de un eje asimétrico, los cálculos deben llevarse a cabo alternativamente después de aplicar la carga a las dos manguetas con el fin de determinar el peor de los casos.	

5.5.3. Efectos debidos al frenado

El frenado produce momentos que pueden representarse por tres componentes: M'_x , M'_y , M'_z (véase la figura 4).

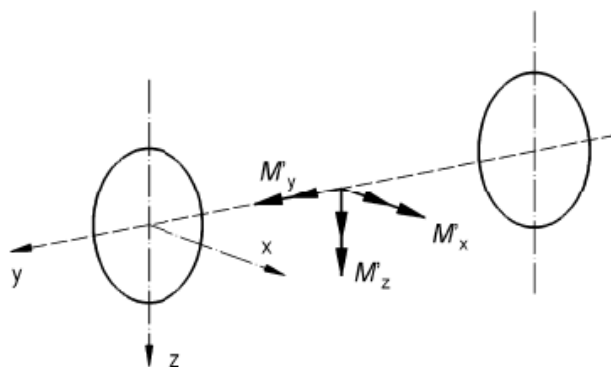


Figura 4. Componentes del frenado

- 1) la componente de flexión M'_x se debe a las fuerzas verticales paralelas al eje z ;
- 2) la componente de flexión M'_z se debe a las fuerzas horizontales paralelas al eje x ;
- 3) la componente de torsión M'_y se dirige conforme a la línea central del eje (eje y) debido a las fuerzas tangenciales aplicadas a las ruedas.

La tabla 5 muestra las componentes M'_x , M'_y y M'_z para cada modalidad de frenado.

En caso de superposición de varias modalidades de frenado, se deben sumar los valores correspondientes de cada modalidad.

NOTA Si se utilizan otras modalidades de frenado, las fuerzas y momentos que tienen que tenerse en cuenta se obtienen sobre la base de los mismos principios que para los casos indicados en la tabla 5. Se debería prestar una atención especial al cálculo de la componente M'_x que hay que sumar directamente a la componente M_x que representa las masas en movimiento.

5.5.4. Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda

Para un eje no frenado, el momento de torsión M'_y es igual a $0,2 PR$, teniendo en cuenta posibles diferencias de diámetro de las ruedas y el efecto de circulación en curva.

Para un eje frenado, estas influencias están incluidas en las influencias producidas por el frenado.

5.5.5. Cálculo del momento resultante

En todas las secciones, los esfuerzos máximos se calculan a partir del momento resultante MR (véase la nota siguiente), que es igual a:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

donde MX, MY y MZ son la suma de las diferentes componentes producidas por las masas en movimiento y el frenado:

$$MX = M_x + \sum M'_x$$

$$MY = \sum M'_y$$

$$MZ = \sum M'_z$$

NOTA: En un punto de la superficie exterior de un cilindro macizo de diámetro d (demostración análoga en el caso de uno hueco), las componentes MX, MY y MZ producen:

- *un esfuerzo normal para MX y MZ;*
- *un esfuerzo tangencial para MY.*

El esfuerzo normal tiene el siguiente valor (flexión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3}$$

El esfuerzo tangencial tiene el siguiente valor (torsión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3}$$

Y de ello resultan dos esfuerzos principales σ_1 y σ_2 iguales a:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2}$$

Puesto que el esfuerzo normal tiene un valor absoluto mucho mayor que el esfuerzo tangencial (de 10 a 20 veces), se selecciona el diámetro más grande del círculo de Mohr (en este caso, $\sigma_1 - \sigma_2$) para verificar el valor elegido para d.

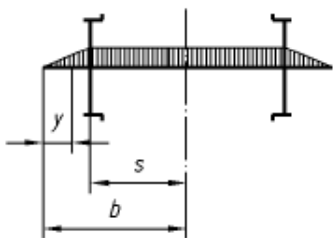
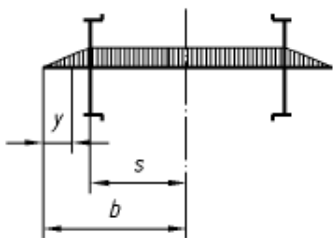
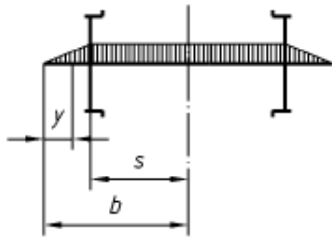
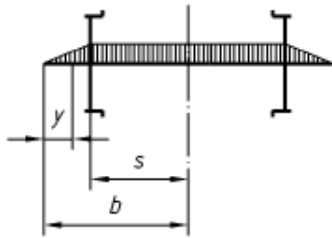
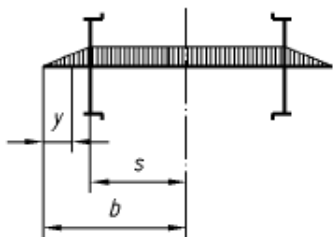
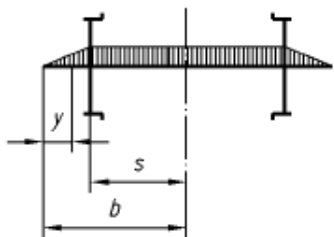
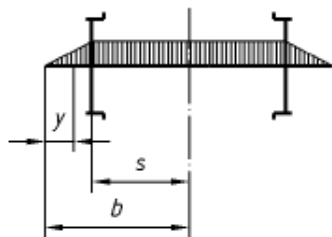
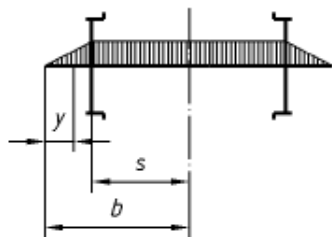


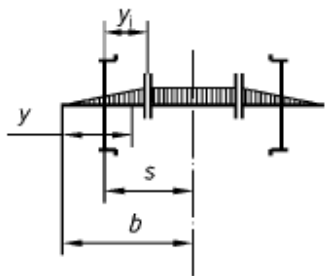
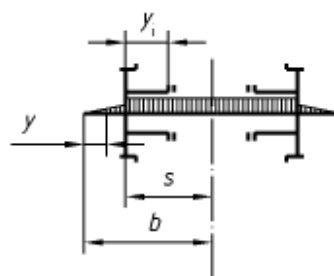
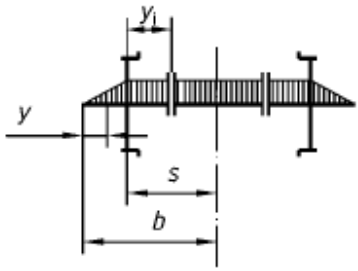
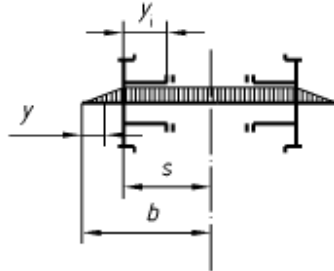
$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}$$

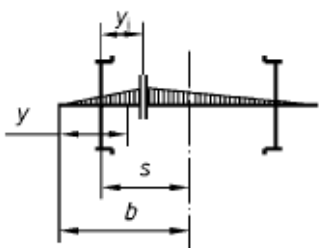
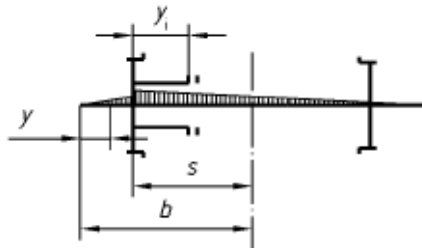
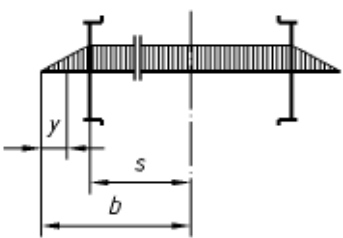
Y de ello resulta la definición del momento resultante:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

Tabla 5. Cálculo del momento resultante

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada			
	Zapatas de freno en los dos lados de cada rueda		Zapatas de freno sólo en un lado de cada rueda	
	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = 0,3 F_f \Gamma y$ a, b 	$M'_x = 0,3 F_f \Gamma (b - s)$ a, b 	$M'_x = F_f \Gamma y$ b 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s)$ b 
M'_z	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) y$ a 	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) (b - s)$ a 	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) y$ 	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) (b - s)$ 
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ c, d	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ c, d

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada				
	Dos frenos de disco calados sobre el eje			Dos frenos de disco montados sobre el cubo de la rueda ^f	
	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre el plano de rodadura y el disco	Entre los discos	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y)$ 			$M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y)$ 	
M'_z	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s)$ 			$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma (b - s) \frac{R_b}{R}$ 	
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada			
	Un freno de disco calado sobre el eje		Un freno de disco montado sobre el cubo de la rueda ^f	
	Entre el primer plano de carga y el disco	Entre el disco y el segundo plano de carga	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma \frac{(b+s-y_i)}{2b} y$ $M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ 		$M'_x = \frac{1}{2b} F_f \Gamma y (b+s-y_i) \quad M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ 	
M'_z	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre planos de rodadura	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y \quad M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b-s)$ 	
M'_y	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre planos de rodadura	$M'_y = 0 \quad M'_y = 0,3 P'R$ <p>d, e</p>	

- ^a El coeficiente 0,3 se obtiene de experimentos que establecieron las posibles diferencias entre las fuerzas aplicadas de dos zapatas de freno sobre cada rueda.
- ^b Mientras no se justifique lo contrario:
- Para zapatas de freno:
 $\Gamma = 0,1$ para zapatas de freno de hierro fundido;
 $\Gamma = 0,17$ para todas las zapatas de freno con bajo coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido;
 $\Gamma = 0,25$ para todas las zapatas de freno con alto coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido.
 - Para pastillas de freno:
 $\Gamma = 0,35$.
- ^c Este valor se obtuvo a partir de ensayos experimentales y corresponde a una fuerza de frenado distinta entre las dos ruedas que causa una diferencia de fuerza tangencial en las ruedas igual a $0,3 P'$. Incluye el momento de torsión definido en el apartado 5.3.
- ^d P' es la parte de P frenada con la modalidad de frenado considerada.
- ^e Por convenio, el momento de torsión entre los planos de rodadura se considera igual a $0,3 P'R$. Incluye el momento de torsión debido al frenado y el momento de torsión especificado en el apartado 5.4.
- ^f Cuando el disco está montado sobre el plato de la rueda, entonces $y_1 = 0$.

5.6. Determinación de las características geométricas para las diversas partes del eje

5.6.1. Esfuerzos en las distintas secciones del eje

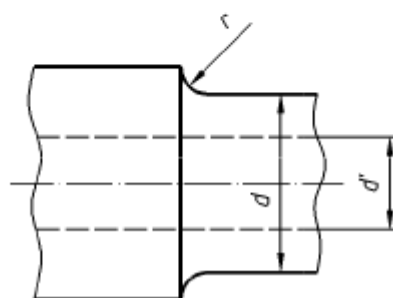
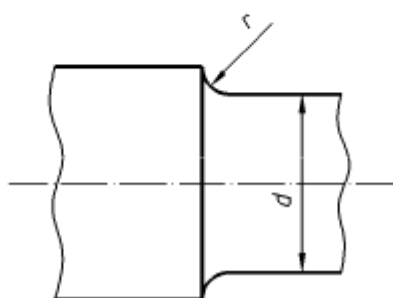
Dada cualquier sección del eje tomando d como diámetro, el esfuerzo (En el caso de una zona de calado cónica, el esfuerzo se calcula para la sección donde el momento resultante es el mayor y el diámetro de esa sección se considera igual al diámetro más pequeño o de la zona.) que tienen que tomarse en consideración es el siguiente:

– para un eje macizo (véase la figura 4a): $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$ 5)

– para un eje hueco (véase la figura 4b):

– en la superficie exterior: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$

– en el hueco: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$



5) K es un factor de concentración de esfuerzos de fatiga (es decir, toma en consideración la geometría y las propiedades de los materiales).

En una parte cilíndrica situada sobre la superficie de un eje macizo o hueco y en el agujero de un eje hueco, el coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K es igual a 1. Sin embargo, todo cambio de sección produce un aumento de esfuerzo, cuyo valor máximo puede encontrarse en:

- la transición inferior, entre dos partes cilíndricas contiguas de diámetros diferentes;
- la parte más profunda (fondo) de la acanaladura.

NOTA: Cuando la transición tiene diferentes radios, se recomienda que la sección crítica no se encuentre en la intersección de dos radios. Si se produce esta situación, es necesario calcular el nivel de esfuerzo en todas las intersecciones del radio de transición.

El factor de concentración del esfuerzo de fatiga K para calcular este incremento se muestra en los gráficos de la figura 5 (transición entre dos partes cilíndricas) y de la figura 6 (fondo de la acanaladura). Se obtiene a partir de dos relaciones:

$$\frac{r}{d} \text{ y } \frac{D}{d}$$

donde



r : radio de la curva de transición;

d : diámetro de la parte cilíndrica en la que se calcula la concentración de esfuerzos;

D : diámetro de la otra parte cilíndrica.

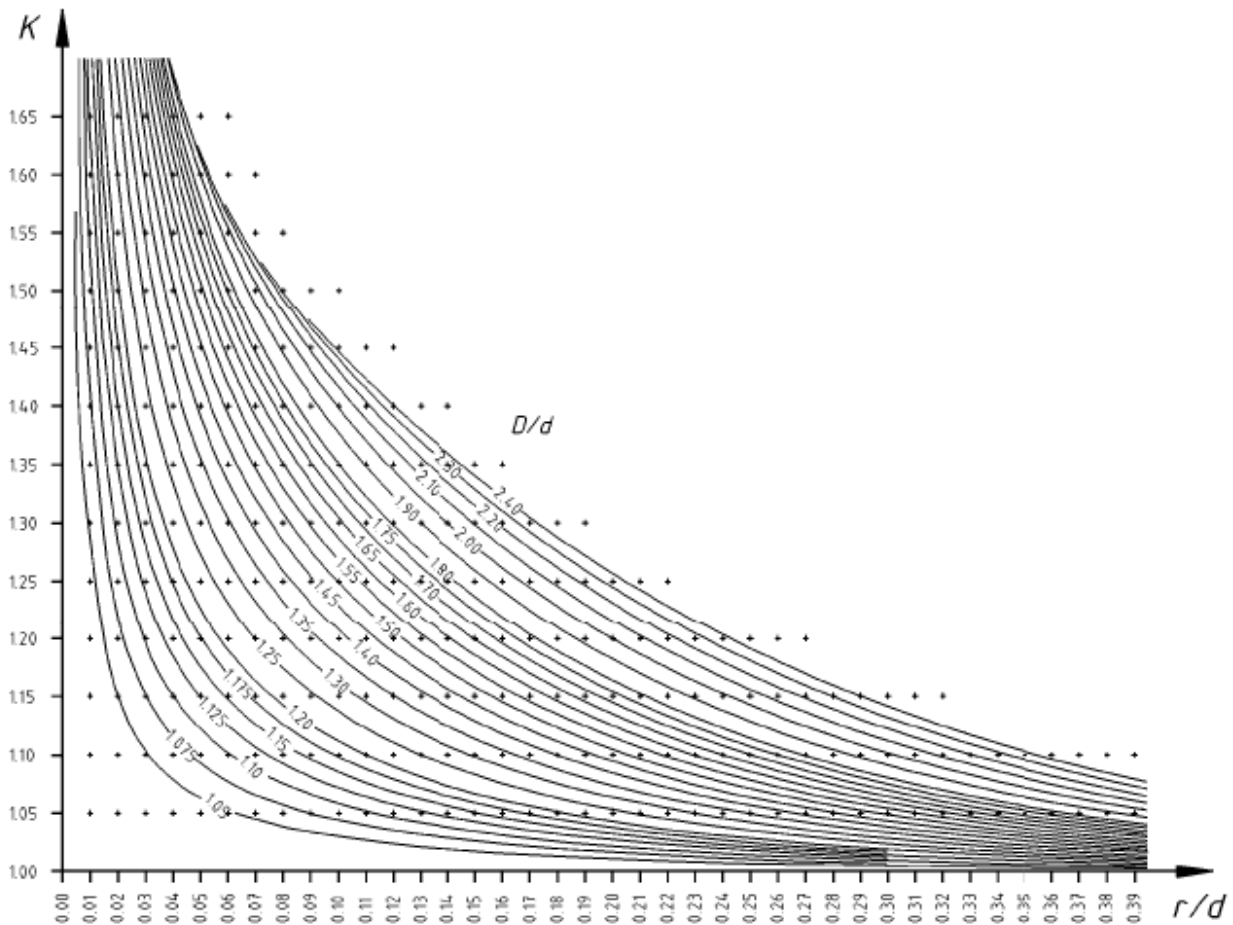


Figura 5. Transición entre dos partes cilíndricas

En el caso de que una rueda o un disco de freno esté calado en la toma de calado, se entiende que D es igual al diámetro del cubo (véase la figura 5). En el caso de un obturador o un deflector, se entiende que D es igual al diámetro de calado, ya que el apriete entre las superficies de esas partes es pequeño.

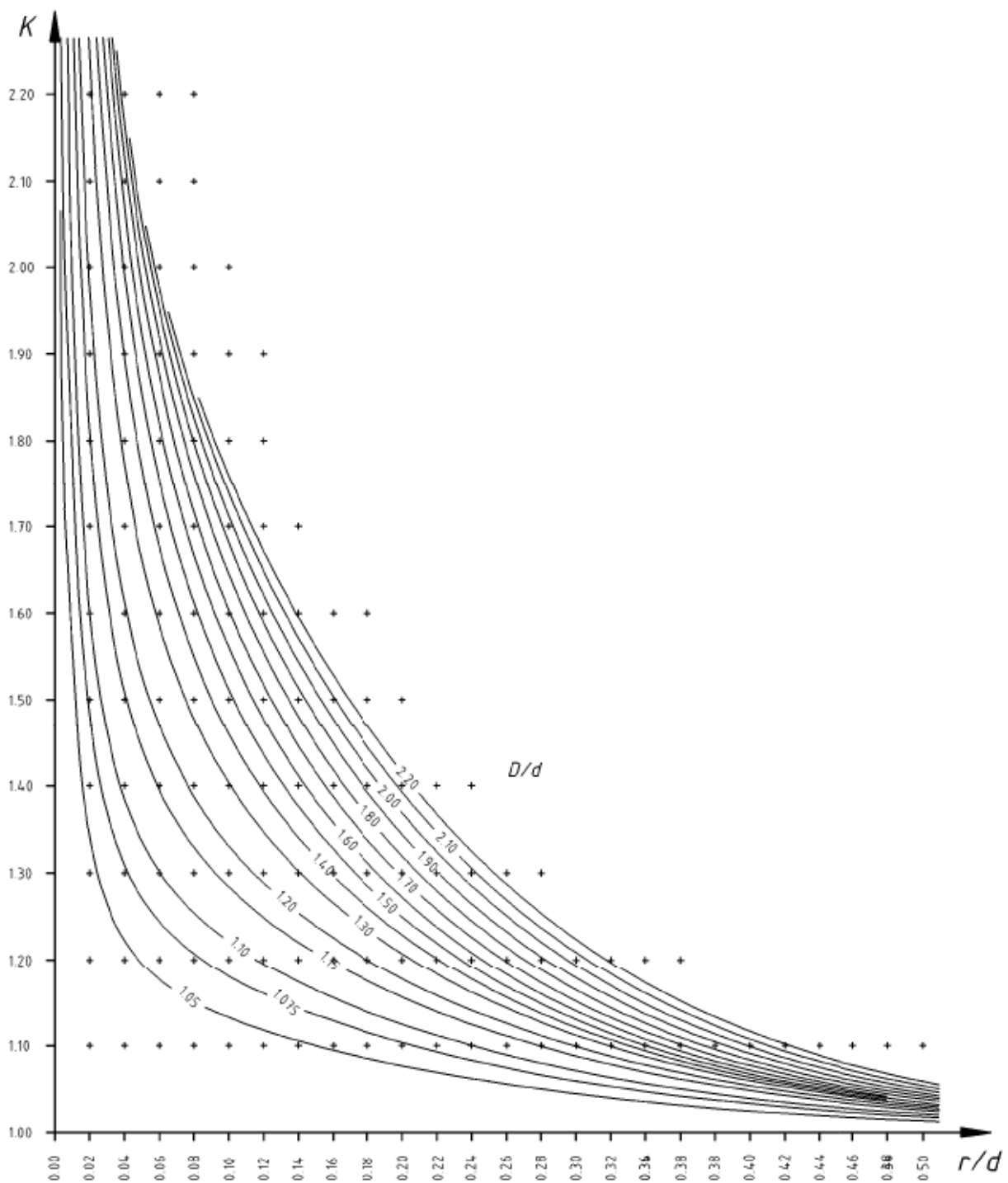
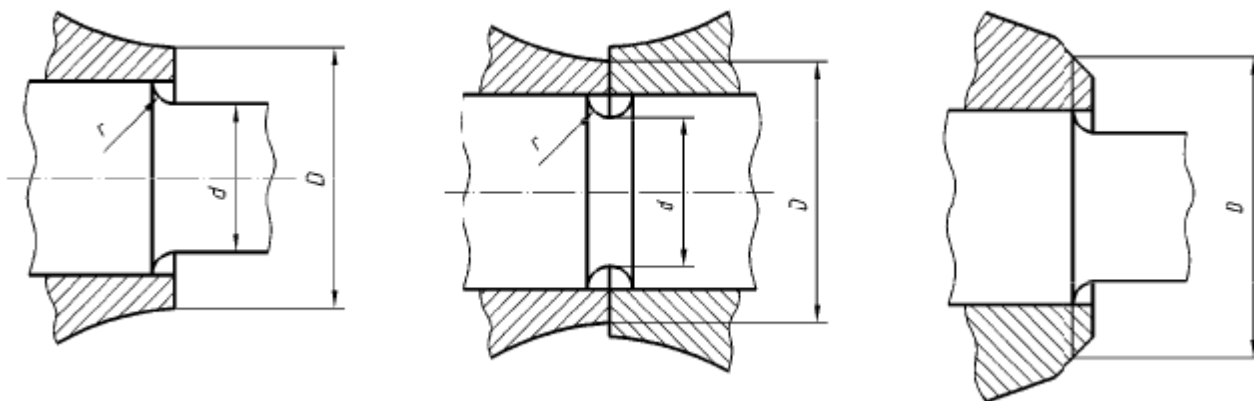


Figura 6. Fondo de la acanaladura

En el caso de que una rueda, un disco de freno o, una rueda de engranaje o un rodamiento esté



calado en la zona de calado, se entiende que D es igual al diámetro del cubo o del rodamiento (véanse las figuras 7a, 7b y 7c). En el caso de un obturador, deflector o soporte, se entiende que D es igual al diámetro de calado, ya que el apriete entre las superficies de esas partes es muy pequeño.



Figuras 7a, 7b y 7c

El diseño debe verificarse para los diámetros de sección mínima asociados a las tolerancias mínimas, incluyendo las tolerancias para reperfilados realizados durante el mantenimiento.

5.6.2. Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje

La elección de los diámetros de las manguetas y del cuerpo del eje debe efectuarse inicialmente entre los tamaños existentes de los componentes asociados al eje (como, por ejemplo, los rodamientos).

Los esfuerzos máximos en el eje se calculan de acuerdo con las siguientes fórmulas:

- para un eje macizo:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$$
- para un eje hueco:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

La elección de los diámetros se puede verificar como se muestra en el capítulo 5.7, donde se comparan los esfuerzos calculados con los esfuerzos máximos permitidos. Se debe realizar una acanaladura poco profunda (de 0,1 mm a 0,2 mm) para que la extremidad de la pista interior del rodamiento no provoque una entalla en la mangueta (véase la figura 8).

5.6.3. Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas

a) Zona de calado del obturador

Para poder normalizar, cuando sea posible, conviene que el diámetro de la zona de calado del obturador (d_2) sea 30 mayor que el de la mangueta (d_1). La transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador se realiza conforme a lo especificado en las figuras 8 y 9.

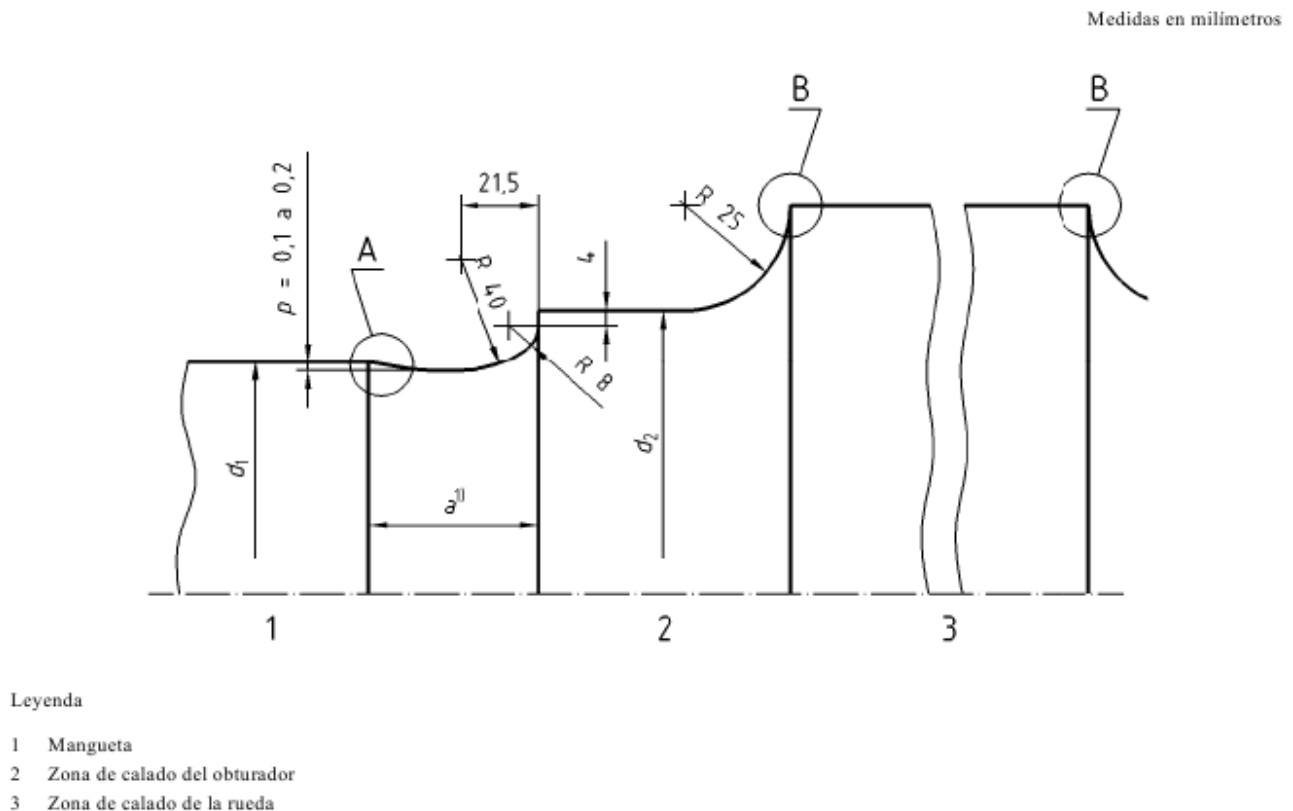
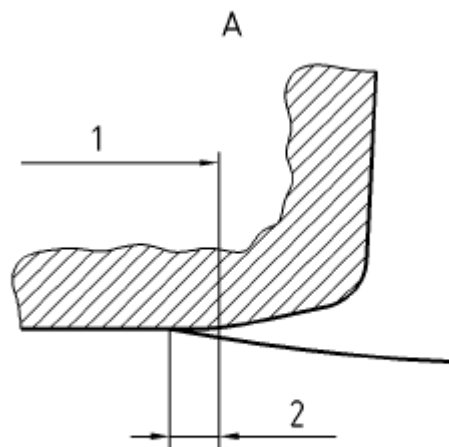
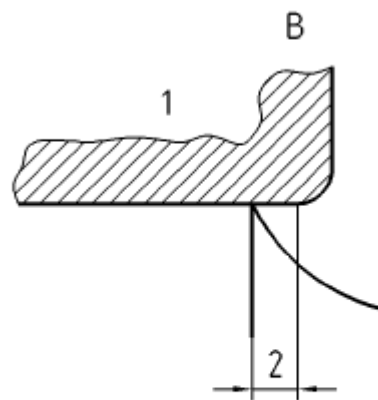


Figura 8. Zonas de transición entre: la mangueta y la zona de calado del obturador y entre la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda



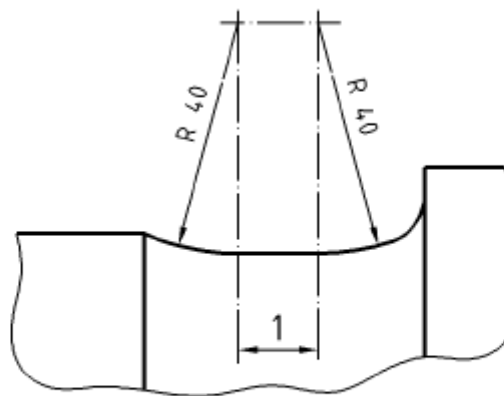
Leyenda

- 1 Parte cilíndrica de la pista interior del rodamiento
- 2 Solapamiento: ≥ 2 hasta ≤ 3



Leyenda

- 1 Cubo de rueda
- 2 Solapamiento: ≥ 0 hasta ≤ 5



Leyenda

- 1 Surco cilíndrico inferior (fondo)

Figura 9. Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

b) Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda

Para poder normalizar, cuando sea posible, esta transición debería tener un único radio de 25 mm.

Cuando no se puede alcanzar este valor, se debería elegir el valor más alto posible a fin de minimizar la concentración de esfuerzos en esta zona.

c) Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente

La relación entre el diámetro de la zona de calado de la rueda y los diámetros del cuerpo del eje debe ser por lo menos igual a 1,12, cuando esté en el límite de desgaste del eje. Se recomienda que esta relación sea por lo menos igual a 1,15 para un eje nuevo.

La transición entre estas dos zonas se debería efectuar de tal manera que la concentración de esfuerzos se mantiene en el nivel más bajo posible.

Las longitudes de la zona de calado y del cubo de la rueda se eligen de tal manera que esta última sobresalga ligeramente de la zona de calado, en particular, en el lado del cuerpo del eje. El diseño debe garantizar que, en las cotas límites de mantenimiento, se produce un solapamiento para las configuraciones límite, incluyendo las tolerancias de mantenimiento.

NOTA 1: El punto de medición en el eje montado corresponde al punto de intersección del radio de transición con la superficie del cono de entrada.

NOTA 2: El criterio de solapamiento es de aplicación en el voladizo del cubo de la rueda y en las ruedas de engranaje y los discos de freno sobre sus respectivas zonas de calado.

A fin de conseguir un valor bajo de K en la transición entre el cuerpo del eje y las zonas de calado de la rueda, del disco o de la rueda de engranaje, el valor del radio del lado del cuerpo debe ser por lo menos igual a 75 mm

NOTA 3: Las recomendaciones están disponibles en el apartado 4.3.2 del informe ORE RP 11.

La figura 10 muestra un ejemplo de esta transición.

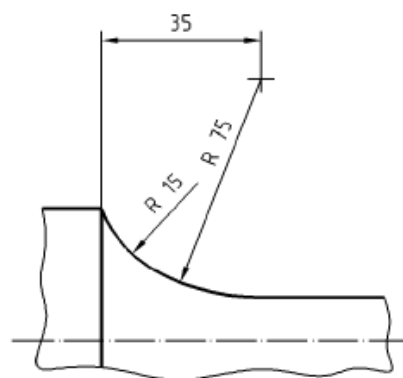


Figura 10: Transición entre el cuerpo y la zona de calado

d) Caso de dos zonas de calado adyacentes

Se debe considerar que dos zonas de calado son adyacentes si la transición entre una zona y la otra se produce por un único radio o un radio compuesto y los componentes calados están en contacto.

Deben tomarse en cuenta la rueda, el engranaje, el disco o el rodamiento, y no el obturador, el deflector o el soporte.

El diámetro de las dos zonas de calado se calcula a partir del diámetro del cuerpo, de conformidad con el apartado 6.3.3.

Se prevé una acanaladura pequeña (profundidad mínima ligeramente superior al rango de desgaste de las zonas de calado y de radio mínimo 16 mm) para separar las dos zonas de calado. Su papel fundamental consiste en evitar las muescas que podrían producirse por los extremos mandrinados de los componentes calados.

Asimismo, la transición entre el cuerpo y las zonas de calado debe ser tal y como especifica el apartado c).

e) Configuración de las zonas de calado

Debe considerarse que dos zonas de calado son no adyacentes cuando la transición entre las dos zonas está constituida de dos radios de transición y las piezas caladas no están en contacto.

El procedimiento es el siguiente:

- se calcula el diámetro de cada una de las zonas de calado;
- se prevén los cubos de las ruedas salientes o en exceso;
- se utiliza en la medida de lo posible, las transiciones recomendadas. Para diseños que tienen una relación de diámetros inferior a 1,12, el límite de fatiga en la zona de calado puede ser inferior al valor exigido en los apartados 5.7.2 y 5.7.3. Estos valores deben verificarse para los tres ejes de geometría representativa (con la relación de diámetros más pequeña y la menor profundidad de la acanaladura) y de conformidad con los requisitos de ensayo del apartado 3.2.1 del anexo C de la Norma EN 13260:2009;
- se prevén una parte cilíndrica entre las dos transiciones.

5.7. Esfuerzos máximos permitidos

5.7.1. Generalidades

Los esfuerzos máximos permitidos se determinan a partir de:



- el límite de fatiga en flexión rotativa de las diferentes partes del eje;
- el valor de un coeficiente de seguridad llamado "S", que depende de la calidad del acero.

5.7.2. Calidad de acero EA1N

Los valores de los límites de fatiga son los siguientes:

- para un eje macizo:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete,
 - 120 N/mm² con calado con apriete,
- para un eje hueco:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete,
 - 110 N/mm² con calado con apriete, excepto la mangueta,
 - 94 N/mm² con calado con apriete sobre la mangueta,
 - 80 N/mm² para la superficie del hueco.

Las tablas 6 y 7 muestran respectivamente para el eje macizo y hueco:

- el valor del coeficiente de seguridad S, por el cual se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos admisibles;
- los esfuerzos máximos admisibles.

Estos valores sólo se aplican si la política de protección y mantenimiento aplicada al eje garantiza una protección eficaz contra los choques y la corrosión durante toda la vida del eje y asegura el mantenimiento de la condición original de la superficie del material del eje.

Si existe alguna duda relativa al mantenimiento de la eficacia de la protección contra choques y corrosión, entonces los límites de fatiga se deben dividir por un factor adicional (véase la nota siguiente).

NOTA: El diseñador y el operador del vehículo deberían acordar el coeficiente de seguridad adicional en función de la política de mantenimiento del operador. Por ejemplo, un factor adicional del orden de 1,3 debería aplicarse para las calidades EA1N, EA1T y EA4T.

Tabla 6. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA1N

Coefficiente de seguridad <i>S</i>	Zona 1^a N/mm ²	Zona 2^b N/mm ²
1,2	166	100
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: zonas de calado de rueda, de disco de freno, de rodamiento y de obturador.		

Tabla 7: Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA1N (Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3 o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.)

Coefficiente de seguridad <i>S</i>	Zona 1^a N/mm ²	Zona 2^b N/mm ²	Zona 3^c N/mm ²	Zona 4^d N/mm ²
1,2	166	92	78	67
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento. ^c Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento). ^d Zona 4: hueco.				

5.7.3. Calidades de acero distintas de EA1N

El límite de fatiga se debe determinar:

– en la superficie del cuerpo del eje; por debajo del calado, con condiciones de apriete equivalentes a las de las zonas de calado de las ruedas.

En el caso de un eje hueco, el límite de fatiga también se debe determinar:

– en la superficie interior del hueco; en la superficie del rodamiento con condiciones de apriete equivalentes entre rodamiento y eje.

El valor del coeficiente de seguridad *S*, por el cual se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos permitidos, es igual a:

$$S = 1,2 \times \frac{q(\text{otro acero})}{q(\text{EA1N acero})}$$

$$\text{donde } q = \frac{R_{fL}}{R_{fE}}$$



1,2 es el valor del coeficiente de seguridad para ejes de acero EA1N;

RfL es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10⁷ ciclos para probetas lisas;

RfE es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10⁷ ciclos para probetas con entallas.

$$q(\text{EA1N acero}) = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{170 \text{ N/mm}^2} = 1,47$$

q (para otras calidades de acero) debe determinarse con probetas lisas o con entallas de unos 10 mm de diámetro. Las características geométricas de las entallas se muestran a continuación (véase la figura 11):

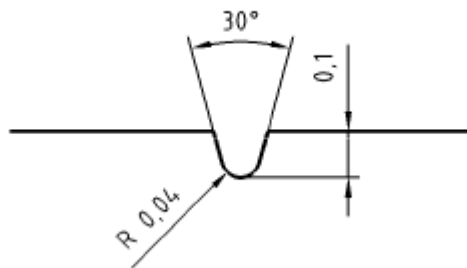


Figura 11. Características geométricas de las entallas

EJEMPLO: Calidad de acero EA4T (25CrMo4).

Los límites de fatiga para un eje macizo son los siguientes:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 145 N/mm² en zona de calado;

y para ejes huecos:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 132 N/mm² en zona de calado, excepto la as manguetas;
- 113 N/mm² en zona de calado en la mangueta;
- 96 N/mm² para la superficie interior del hueco.

El valor del coeficiente de seguridad S se determina de la siguiente manera:

$$R_{fL} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{fE} = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$q = 350/215 = 1,63$$

$$\text{Por lo tanto, } S = 1,2 \times 1,63/1,47 = 1,33.$$

Los esfuerzos máximos permitidos se muestran en las tablas 8 y 9.

Tabla 8. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos para calidad de acero EA4T

Coeficiente de seguridad S	Zona 1^a N/mm²	Zona 2^b N/mm²
1,33	180	110
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: zonas de calado de rueda, de disco de freno, de rodamiento y de obturador.		

Tabla 9: Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA4T (Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3, o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4)

Coeficiente de seguridad S	Zona 1^a N/mm²	Zona 2^b N/mm²	Zona 3^c N/mm²	Zona 4^d N/mm²
1,33	180	99	85	72
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento. ^c Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento). ^d Zona 4: hueco.				

Para aceros de calidades distintas a EA1N y EA4T, tal y como se ha definido anteriormente, véase el anexo D para la determinación de los valores límite de fatiga para el diseño.

5.8. Anexos

Anexo A (informativo)

MODELO DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA UN EJE

Tipo

Plano del eje No

Plano de la rueda No

Aplicación

Material

Masa del eje montado (kg)

Eje

Ruedas

Eje motor

Discos

Varios

Total (m2)

Masa sobre el carril por cada eje: $m_1 + m_2$ (kg)

Medidas (mm)

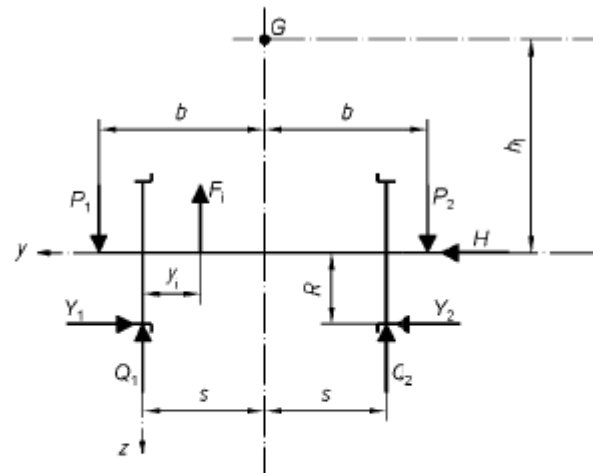
$h =$

$s =$

$R =$

$h_1 =$

Fuerzas (N)



Leyenda

G Centro de gravedad del vehículo

Figura A.1

Estudio de sensibilidad en un eje ferroviario

P1 =

P2 =

Y1 =

Y2 =

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$$

y_i (mm)	F_i (N)	Parte

Tipo de freno		
P' (N)		
F_f (N)		
Γ		

1) para ejes huecos:

en la superficie exterior: $\frac{32K10^6 d}{\pi(d^4 - d'^4)}$

en la superficie interior: $\frac{32K10^6 d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$

Sección	y mm	d mm	d' mm	D mm	r mm	$\frac{r}{d}$	$\frac{D}{d}$	K	¹⁾ $\frac{32K10^6}{\pi d^3}$ (Nmm) $\times 10^{-6}$	M_x (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_x (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_z (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_y (Nmm) $\times 10^{-6}$	M (Nmm) $\times 10^{-6}$	σ (N/mm ²)	$\sigma_{\text{máx.}}$ (N/mm ²)



Anexo B (informativo)

PROCESO PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CARGA PARA VEHÍCULOS PENDULARES

De acuerdo con la tabla 3, $H = 0,175 \text{ m}_1\text{g}$ o $H = 0,15 \text{ m}_1\text{g}$.

En términos generales, $H = \beta \text{ m}_1\text{g}$ si el factor $\beta = 0,175$ o, respectivamente, $0,15$, incluye un porcentaje de fuerza centrífuga cuasi-estática, debido al desequilibrio de la aceleración transversal a_q y al factor de empuje f_q .

La aceleración transversal habitual de $a_q = 1,0 \text{ m/s}^2$ debida a una insuficiencia de peralte produce un factor de fuerza transversal de $0,1$ (g, redondeado hasta 10 m/s^2) para tener en cuenta la fuerza centrífuga cuasi-estática.

En los estudios del grupo ORE B 136, para la aceleración transversal debida a la insuficiencia de peralte, DB aplicó un valor $a_q = 1,0 \text{ m/s}^2$ y SNCF, $a_q = 1,3 \text{ m/s}^2$.

El resultado de estos ensayos permitió establecer un valor derivado de:

– ejes guías: $f_q = 0,075$;

– ejes no guía: $f_q = 0,05$.

El siguiente caso es un ejemplo para los vehículos equipados con dispositivos de compensación de insuficiencia de peralte (sistema pendular).

El vehículo de grandes líneas se diseñará para una aceleración transversal no compensada de $a_q = 2,0 \text{ m/s}^2$ debida a una insuficiencia de peralte. Los coeficientes resultantes son los siguientes:

– ejes guía: $\beta = a_q / 10 + f_q = 0,2 + 0,075 = 0,275$;

– ejes no guía: $\beta = a_q / 10 + f_q = 0,2 + 0,05 = 0,25$.

Puesto que $Y_2 = 0,175 \text{ m}_1\text{g}$ o, respectivamente, $Y_2 = 0,15 \text{ m}_1\text{g}$ (ya que Y_2 tiene en cuenta el rozamiento transversal sobre

la rueda interior en la curva), es posible deducir de la igualdad $Y_1 = Y_2 + H$ que:

– ejes guía: $Y = 0,45 \text{ m}_1\text{g}$;

– ejes no guía: $Y = 0,40 \text{ m}_1\text{g}$.

NOTA: La parte dinámica del factor β en la fórmula es la misma para vehículos pendulares y no pendulares. No obstante, el factor dinámico varía en función de la velocidad y de la calidad de la vía.

Las siguientes fórmulas (véase la tabla B.1) para el cálculo de fuerzas resultarán ser:

Tabla B.1

Para todos los ejes, excepto los ejes guía ^a para ancho de vía normal y para vehículos con compensación de insuficiencia de peralte (sistema pendular)	$P_1 = (0,625 + 0,25 h_1/2b) m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,25 h_1/2b) m_1g$ $Y_1 = Y_2 + H = 0,4 m_1g$ $Y_2 = 0,15 m_1g$ $H = 0,25 m_1g$
Para todos los ejes guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,275 h_1/2b) m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,275 h_1/2b) m_1g$ $Y_1 = Y_2 + H = 0,45 m_1g$ $Y_2 = 0,175 m_1g$ $H = 0,275 m_1g$
Para todos los ejes	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (y_1 - y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (y_1 - y_2)R - \sum_i F_i y_i]$
^a El eje guía es el eje del primer bogie de un coche (es decir, el conductor), utilizado en cabeza de una unidad de tren reversible. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se le considera un eje guía.	

Anexo C (informativo)

VALORES DE LAS FUERZAS A TOMAR EN CONSIDERACIÓN PARA LOS EJES MONTADOS EN VÍAS DE ANCHO REDUCIDO (MÉTRICO O CERCANO AL METRO)

Las siguientes fórmulas (véase la tabla C.1) son aplicables para el cálculo de fuerzas, salvo en el caso de vehículos pendulares.

Tabla C.1

Para todos los ejes, excepto los ejes guía ^a	$P_1 = (0,65 + 0,0975 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,65 - 0,0975 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,35 m_1 g$ $Y_2 = 0,15 m_1 g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,20 m_1 g$
Para todos los ejes guía ^a	$P_1 = (0,65 + 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,65 - 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,40 m_1 g$ $Y_2 = 0,175 m_1 g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,225 m_1 g$
Para todos los ejes	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 (b+s) - P_2 (b-s) + (Y_1 - Y_2) R - \sum_i F_i (2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2 (b+s) - P_1 (b-s) - (Y_1 - Y_2) R - \sum_i F_i y_i]$
^a Un eje guía es el primer eje de una unidad tractora o el primer eje de un vehículo de transporte de viajeros en un tren reversible, en el sentido de la marcha. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se le considera como un eje guía.	

Anexo D (normativo)

MÉTODO DE DETERMINACIÓN DE LOS LÍMITES DE FATIGA A TAMAÑO REAL PARA NUEVOS MATERIALES

D.1 Campo de aplicación

Este anexo describe los requisitos exigidos y el procedimiento necesario para caracterizar los límites de fatiga en ejes de tamaño real para calidades de acero no especificadas en las Normas EN 13260 y EN 13261. Este procedimiento permite comparar resultados de diferentes laboratorios.

Los límites de fatiga obtenidos se utilizan para determinar los esfuerzos admisibles para el diseño de los ejes, de conformidad con el procedimiento descrito en esta norma y en la Norma EN 13104.

D.2 Requisitos generales para las probetas de ensayo

Las probetas de ensayo deben cumplir los requisitos de las normas EN pertinentes (geometría, rugosidad, propiedades mecánicas, etc.). Todos estos parámetros deben verificarse en una tabla-resumen. Las probetas de ensayo utilizadas deben ser representativas de los ejes de fabricación normal y utilizar el mismo método de fabricación (calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, ensayos no destructivos, etc.). No obstante, pueden configurarse de forma específica para el ensayo.

D.3 Requisitos generales para los equipos de ensayo

El banco de ensayo empleado debe permitir que se aplique sobre la sección ensayada un momento de flexión rotativa con una amplitud de esfuerzo constante. La figura D.1 muestra una configuración típica. Durante el ensayo, un control constante de las mediciones pertinentes debe permitir que las amplitudes de esfuerzo nominal aplicadas permanezcan constantes en un rango de ± 5 MPa.

El método principal de control del banco de ensayo se basa en la carga, el esfuerzo y el movimiento aplicados; para este parámetro, se recomienda verificar la incertidumbre para garantizar que no se sobrepasa el error máximo aceptado para el esfuerzo nominal aplicado.

NOTA: Si se utilizan un banco de ensayo y una probeta de ensayos simétricos, es posible considerar que dos secciones han sido ensayadas (si se verifican de manera correcta durante el ensayo).

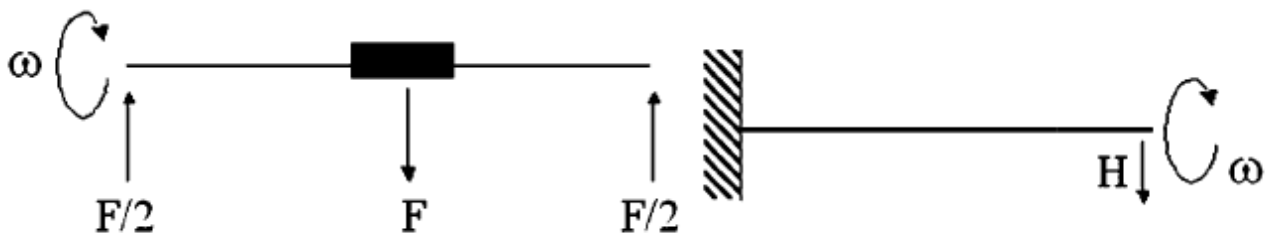


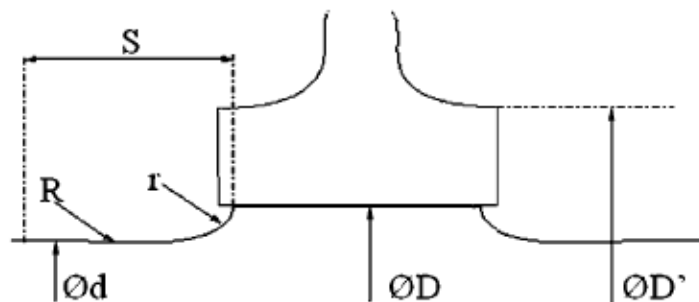
Figura D.1 – Ejemplos de configuraciones de ensayo

D.4 Límite de fatiga del cuerpo del eje ("F1")

D.4.1 Geometría

Las dimensiones de las probetas de ensayo deben ser similares a las dimensiones de los ejes obtenidas en condiciones normales; la figura D.2 establece las medidas mínimas.

R	75
r	15
S	≥ 35
D/d	$\geq 1,15$
d	≥ 150
D	≤ 200
Rugosidad zona calado	0,8 – 1,6
Rugosidad cuerpo Ra	0,8 – 3,2
D'/d	1,3 – 1,5



Leyenda

d	Diámetro del cuerpo
D	Diámetro de la zona de calado de la rueda
D'	Diámetro del cubo
R y r	Radio de transición cuerpo – zona de calado
S	Longitud de la curva de transición

Figura D.2 – Geometría de la probeta de ensayo

NOTA: Una relación de diámetros (D/d) demasiado pequeña produciría fisuras en la zona de

calado; el valor para el cual no se producirían fisuras en la zona de calado sino en el cuerpo depende de la resistencia a la fatiga del acero del eje (cuanto mayor es la resistencia a la fatiga $F1$, mayor es la relación de diámetros).

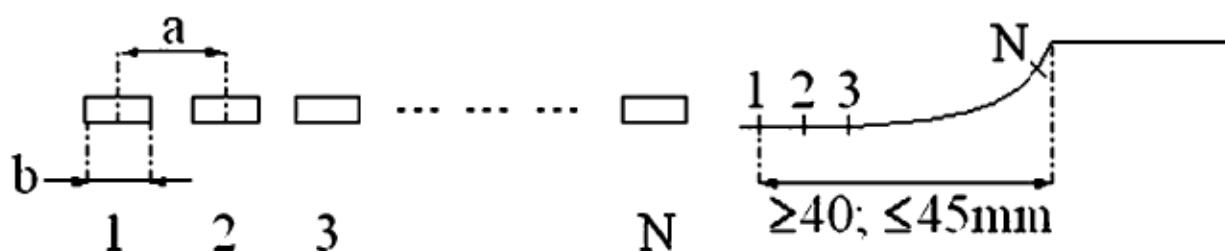
El espesor del cubo y el apriete entre el cubo y la zona de calado determinarán la concentración de esfuerzos adicionales en la base de la curva de transición del cuerpo del eje. Por lo tanto, los diámetros de transición debería ser similares a las configuraciones típicas.

D.4.2 Verificación del esfuerzo aplicado

Con independencia del tipo de banco de ensayo, el esfuerzo máximo aplicado debe verificarse de forma experimental con respecto del valor máximo y de la posición longitudinal del valor máximo.

Los valores de esfuerzo aplicado deben medirse con galgas extensométricas (de deformación) en la zona de aparición de las primeras fisuras causadas por la fatiga.

Para realizar estas mediciones, se colocan galgas extensométricas a lo largo de la curva de transición con la zona de calado del eje que soporta el máximo valor de esfuerzo (véase la figura D.3). Se recomienda que la distancia entre las galgas extensométricas no sobrepase 4 mm y que la longitud de la galga no sea superior a 3 mm.



Leyenda

- 1, 2, 3, ..., N galgas extensométricas
- a Distancia entre dos galgas
- b Longitud de galga

Figura D.3 – Instrumentación de galgas extensométricas

A fin de ser coherente con el método de diseño del eje, el esfuerzo se determina partiendo de la hipótesis que el esfuerzo es monoaxial: $\sigma_{\text{real}} = E \cdot \varepsilon$

Para la forma del eje ensayado, debe determinarse el factor adicional de esfuerzo estático:

$$k_t = (\sigma_{\text{real}}) / \sigma_{\text{nom}}$$

σ_{nom} es el esfuerzo nominal para la sección en la que el esfuerzo real medido es máximo. Se puede determinar bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicadas, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en dos



secciones del eje donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

El límite de fatiga se determina tanto por los esfuerzos realmente medidos como por el esfuerzo nominal que depende sólo de la geometría del eje (D , d , r).

D.4.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite, debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 107 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.4.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, provenientes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

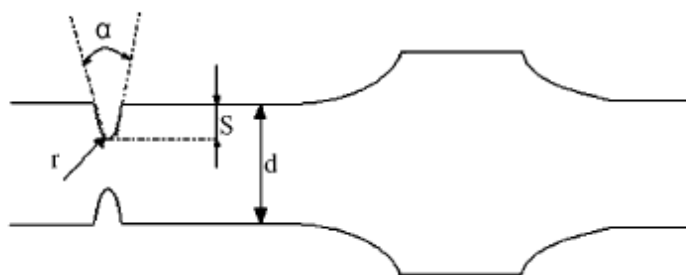
Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores utilizados para los materiales usuales.

D.5 Límite de fatiga del hueco del eje ("F2")

D.5.1 Geometría

Se realiza una entalla en el eje utilizado en el ensayo para reproducir el peor de los arañazos que pueden producirse durante el mandrinado. Se perfila la entalla en el cuerpo exterior con una herramienta especial de corte según los parámetros geométricos detallados en la figura D.4.

d	≤ 140
α	30°
S	1
r	0,04



Leyenda

α	Ángulo de la entalla
S	Profundidad de la entalla
R	Radio en el fondo de la entalla
D	Diámetro de la probeta

Figura D.4 – Geometría de la probeta

D.5.2 Verificación del esfuerzo aplicado

El esfuerzo que tiene que considerarse es el esfuerzo nominal (σ_{nom}) en la sección en la que se sitúa la entalla.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

D.5.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite, debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 107 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie igual a los valores del ensayo.

D.5.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, procedentes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de defecto e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.



D.6 Límite de fatiga de la zona de calado ("F3" y "F4")

D.6.1 Geometría

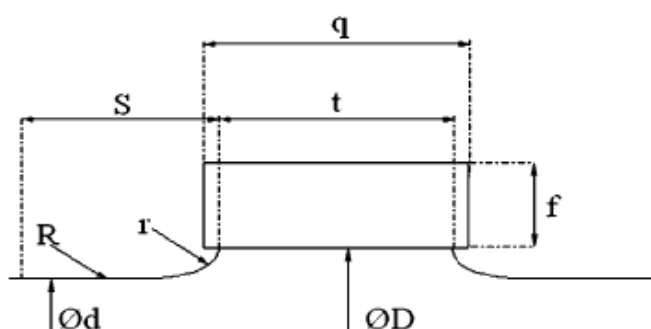
F3 es de aplicación para ejes macizos (sin hueco) y F4, para ejes huecos.

Las dimensiones de la probeta de ensayo deben ser similares a las dimensiones de los ejes fabricados normalmente. La figura D.5 detalla el rango de dimensiones.

El límite de fatiga real de las zonas de calado en el eje depende de distintos parámetros geométricos y, en particular, de la relación de diámetros D/d : para un esfuerzo nominal determinado aplicado en el extremo de la zona de calado, el incremento de la relación de diámetros reduce el esfuerzo longitudinal real aplicado en el extremo de la zona de calado. Por lo tanto, el límite de fatiga nominal también aumenta. Por encima de un valor determinado de la relación de diámetros, las fisuras aparecen en el cuerpo y no en la zona de calado (véase la figura D.6).

Para tener una visión global de los límites de fatiga F3 y F4, puede resultar de utilidad llevar a cabo ensayos con distintas relaciones de diámetros (al menos tres). Al extrapolar estos valores y al conocer el límite de fatiga del cuerpo F1, puede determinarse el valor crítico de la relación D/d por encima del cual se producen fisuras en el cuerpo y por debajo del cual aparecen en la zona de calado. Se trata de información importante para el diseño de los ejes fabricados con nuevos materiales para garantizar que las fisuras pueden aparecer en el cuerpo y no en la zona de calado donde es más difícil detectarlas con el examen por ultrasonidos.

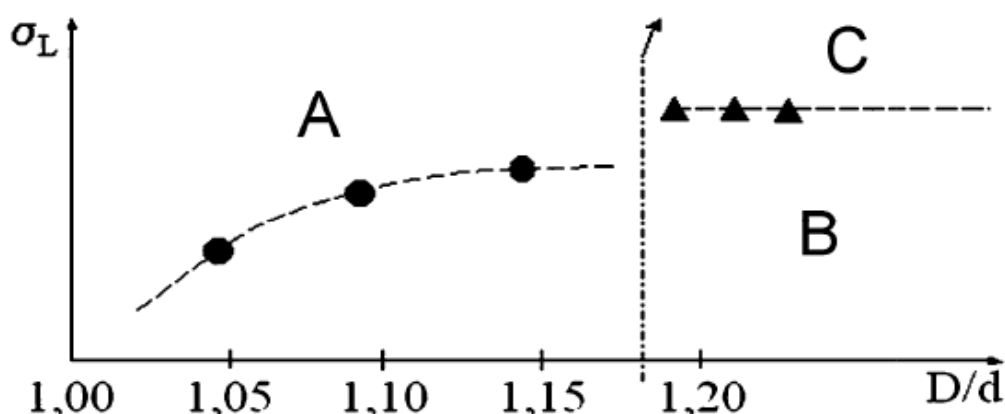
R	75
r	15
S	= 35
D/d	Relación: 1,05:1,10:1,15:...
d	= 140
D	≤ 200
Rugosidad zona calado R_a	0,8 – 1,6
Rugosidad del cuerpo	0,8 – 3,2
Montaje	H7 v6 Calado a presión o en caliente
f Espesor del anillo	> 20
t	165
q	170



Leyenda

- f Espesor del anillo
- t Longitud de la zona de calado
- q Longitud del anillo

Figura D.5 – Parámetros geométricos para F3 y F4



Leyenda

- A Fisuras en la zona de calado de rueda
- B Fisuras en el cuerpo
- C (D/d) opcional

Figura D.6 – Influencia de la relación de diámetros D/d

D.6.2 Verificación del esfuerzo aplicado

A fin de conservar la coherencia con el método de diseño del eje, el esfuerzo considerado es el esfuerzo nominal (σ_{nom}) a 10 mm del extremo final de la zona de calado.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje estudiado bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos



longitudinales varían de forma lineal.

Para determinar el nivel de esfuerzo, debe emplearse la dimensión realmente medida para la sección crítica.

D.6.3 Criterio de finalización de ensayo

Para todo límite debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 107 ciclos con una carga que cree un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.6.4 Determinación del límite de fatiga

La primera etapa consiste en determinar la curva de interpolación y encontrar la relación crítica D/d. Debe utilizarse un mínimo de tres probetas para cada valor de D/d. El límite de esfuerzo considerado es el mayor nivel de esfuerzo sin fisuras para todas las probetas.

Cuando se alcanza el valor crítico D/d, la segunda etapa consiste en aplicar el método STAIR CASE con 15 probetas para determinar el límite de fatiga para esta relación D/d.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.

D.7 Información incluida en el informe de ensayo

Debe presentarse un informe de ensayo con los resultados y análisis de todos los límites de fatiga. Este informe debe registrar todas las condiciones y parámetros utilizados en el desarrollo de los ensayos. Debe incluir la información siguiente:

- a) descripción del material que ha sido ensayado (propiedades mecánicas generales, procedimiento de fabricación, tratamiento térmico, calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, etc.);
- b) planos a escala real de la probeta y de los demás elementos montados para el ensayo (la información de los planos debe cumplir los requisitos de los apartados pertinentes de las normas aplicables al componente sobre rugosidad, tolerancias, etc.);
- c) descripción del procedimiento de calado y resultados de los ensayos relacionados;
- d) número de serie de la probeta (el número de serie también debe permitir la identificación de la colada);
- e) registros de los ensayos efectuados sobre las probetas, de conformidad con los apartados 3.4.2 y 3.5 a 3.8 del texto principal de la Norma EN 13261:2009;
- f) métodos aplicados para verificar el esfuerzo, medirlo y extrapolar los valores en las zonas críticas

(en los casos exigidos en los apartados anteriores);

g) descripción de la cadena de medición completa y de las características de los componentes añadidos; respeto de las tolerancias de medición y del nivel de precisión;

h) informe de inspección para todas las probetas al final de cada escalón de esfuerzo alcanzado;

i) descripción y análisis de la fisura si la probeta se fisura.

El informe de ensayo debe formar parte de un archivo que incluya los siguientes documentos:

– registros para la identificación de todas las propiedades mecánicas definidas en los apartados 3.2.1, 3.2.2, 3.3 y 3.4.1 del texto principal de la Norma EN 13261:2009 (para lotes);

– certificado de conformidad con la Norma EN ISO/IEC 17025 para el(los) laboratorio(s) responsable(s) de los ensayos.

6. REQUISITOS DE PRODUCTO (EN 13260:2010)

El propósito principal de los documentos normativos utilizados hasta ahora para la entrega de ejes montados (fichas UIC, normas nacionales) era dar una definición completa de los procedimientos de recepción y de las características de los ejes montados que se tenían que verificar.

A veces se mencionaba la cualificación del producto, pero no se daban los procedimientos empleados ni las características del producto que se debían verificar durante la cualificación.

Esta norma aborda estos puntos por medio de:

- a) la definición de todas las características de los ejes montados que sean características del montaje y del producto terminado, y que no resulten de una elección de parámetros de diseño como diámetros, aprietes, materiales, etc. Se verifican durante la cualificación o durante la entrega del producto;
- b) la definición de los procedimientos de cualificación (véase el anexo E);
- c) la definición de las condiciones de entrega (véase el anexo F). Se basan en conceptos de aseguramiento de la calidad.

6.1. Objeto y campo de aplicación

Esta norma europea especifica las características de ejes montados nuevos utilizados en las redes europeas.

Esta norma es aplicable a los ejes montados compuestos de los elementos definidos por las siguientes normas europeas:

- EN 13262 para ruedas;
- EN 13261 para ejes.

Esta norma no es totalmente aplicable a ejes montados en fase de mantenimiento.

Algunas características se dan en función de la categoría 1 o de la categoría 2. La categoría 2 puede dividirse en dos subcategorías (2a y 2b) para especificar determinadas características. La categoría 1 se elige generalmente cuando la velocidad de circulación es superior a 200 km/h. El eje montado se compone entonces de ruedas y eje de categoría 1, según se especifica en las Normas EN 13262 para las ruedas y EN 13261 para los ejes.

6.2. Normas para consulta

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

EN 13103 Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.

EN 13104 Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes motores. Método de diseño.

EN 13261 Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.

EN 13262 Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.

6.3. Definición del producto

6.3.1. Montaje de componentes

a) Generalidades

Antes del montaje, todos los elementos que componen el eje montado deben satisfacer los requisitos geométricos de los documentos que los definen. En concreto, las ruedas y el eje deben estar en el estado "listo para el montaje" definido en la Norma EN 13262 para las ruedas y en la Norma EN 13261 para los ejes.

Los elementos que componen el eje montado pueden estar calados por calentamiento de la rueda o a presión.

Los aprietes utilizados para el calado debe definirlos el diseñador del elemento que se tiene que calar en función tanto de las características del material que constituye el elemento como de las fuerzas y del par de torsión que el calado tiene que transmitir. Este apriete se debe definir según las tolerancias geométricas de las zonas de calado de ejes especificadas en la Norma EN 13261.

Para el calado de ruedas, a no ser que se especifique otra cosa por parte del diseñador de la rueda, los valores de apriete que se tienen que utilizar se reflejan en el apartado 3.1.2.

En el caso de calado en caliente, debería calentarse toda la rueda sin superar los 250 °C de temperatura. Si se utiliza otro método de calentamiento, se debe aportar una prueba de que no se han visto afectadas las características de las ruedas especificadas en la Norma EN 13262.

Si se utiliza un método diferente de calado, éste debe ser objeto de acuerdo entre el cliente y el proveedor. En este acuerdo, el proveedor debe demostrar como mínimo que en el calado no se modifican las características del eje y de la rueda definidas en las Normas EN 13261 y EN 13262. Así pues, debe demostrarse la resistencia mecánica del montaje y deben definirse los documentos de trazabilidad de cada calado, de forma que se proporcione el mismo tipo de información que se especifica en el capítulo F.5.

El desequilibrio estático de las dos ruedas de cada eje montado debe estar en el mismo plano diametral y en el mismo lado del eje. El desequilibrio estático de las ruedas de engranaje y de los discos de freno debe estar en el mismo plano que los de las ruedas, pero en el lado opuesto del eje.

b) Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje y el agujero del cubo de la rueda

A menos que el diseñador de la rueda especifique otra cosa, los valores de apriete "j" que hay que respetar son, en mm:

– para el calado en caliente:

$$0,000\ 9\ \text{dm} \leq j \leq 0,001\ 5\ \text{dm}$$

– para el calado a presión:

$$0,001\ 0\ \text{dm} \leq j \leq 0,001\ 5\ \text{dm} + 0,06$$

donde dm es el diámetro medio en mm.

c) Diagrama de calado a presión

Para el calado a presión, la curva fuerza-desplazamiento permite asegurar que el calado no ha dañado las superficies de contacto y que el apriete especificado ha sido efectivo.

El anexo normativo A define la forma de la curva que se tiene que obtener. La fuerza de calado final, en MN, es función de la fuerza F definida en el apartado 3.2.1 y debe situarse en el



intervalo:

$$0,85 F < \text{fuerza de calado final} < 1,45 F$$

La prensa utilizada en los montajes debe tener un sistema calibrado para trazar el diagrama del valor de la fuerza en cada posición del elemento que debe calarse, obtenido durante el desplazamiento de éste sobre el eje. La escala de abscisas de desplazamiento debe ser al menos igual a 0,5 veces el desplazamiento real del elemento que debe calarse. La escala de ordenadas de la fuerza debe permitir que se lea la fuerza en cada punto de la curva con una precisión de 0,025 MN. La precisión del captador de la fuerza debe ser de 0,01 MN. Las abscisas y las ordenadas pueden invertirse.

En caso de registro punto a punto, debe trazarse al menos un punto por milímetro de desplazamiento relativo de los elementos que se van a calar y por 0,025 MN de variación de fuerza.

6.3.2. Características del eje montado

a) Resistencia mecánica de los montajes

Resultados a obtenerse:

Para poder transmitir fuerzas y pares entre los elementos calados, los montajes deben poder soportar una fuerza axial F durante 30 s sin presentar desplazamiento alguno entre uno y otro elemento.

El diseñador del elemento que se va a calar debe definir esta fuerza F .

Para las ruedas, a menos que el diseñador especifique otra cosa, el valor de la fuerza F en MN es:

$$F = 4 \cdot 10^{-3} d_m$$

cuando $0,8 \text{ dm} < L < 1,1 \text{ dm}$

donde d_m es el diámetro medio de la zona de calado en mm y L es la longitud del calado en mm.

Método de ensayo:

El ensayo debe efectuarse en una prensa equipada con un aparato que registre las fuerzas.

La fuerza se aplica gradualmente hasta alcanzar el valor de F entre una de las caras del cubo del componente calado y el eje.

Para ruedas caladas a presión, el ensayo debe llevarse a cabo al menos 48 h después del calado.

Para ruedas caladas en caliente, el ensayo debe desarrollarse cuando las ruedas y el cubo han recuperado su temperatura después del calado.

b) Características de fatiga

Generalidades:

Este apartado define los valores límites de fatiga en flexión rotativa para 107 ciclos. Estos valores se utilizan para calcular las tensiones máximas admisibles en las zonas de calado del eje, según lo exigen las Normas EN 13103 y EN 13104.

Estas características de fatiga no son las mismas para un eje macizo que para un eje hueco. Éste es el resultado del efecto de perforación del eje en la distribución de las tensiones.

Para un eje macizo, sólo debe determinarse un límite de fatiga (F_3) en las superficies de calado.

Para un eje hueco, dado que el efecto del calado es mayor sobre las manguetas que sobre las demás superficies de calado por el diferente espesor del metal, deben determinarse dos límites de fatiga:

- debajo de las partes caladas, excepto para manguetas, el límite es F_4 ;
- debajo de las partes caladas sobre la mangueta, el límite es F_5 .

NOTA 1: El límite de fatiga F_4 se comprueba por medio de ensayos durante la fase de cualificación. El límite de fatiga F_5 puede calcularse mediante los cocientes $F_4 / F_5 = 1,17$ y $F_3 / F_5 = 1,276$.

NOTA 2: Las características de fatiga F_1 y F_2 del eje se definen en la Norma EN 13261.

Valores definidos para EA1N:

En la tabla 10 se dan los valores mínimos para ejes montados compuestos por un eje de acero de grado EA1N.

Tabla 10. Valores mínimos para ejes montados compuestos por eje de acero EA1N

Límite de fatiga	F_3	F_4	F_5
N/mm ²	120	110	94

Para otros grados de acero, los valores se dan en el anexo normativo B.

Probetas para ensayos de fatiga:

La zona de la probeta donde se inicia la fisura debe tener una forma geométrica, un entorno y unas

condiciones de superficie idénticas a las del eje considerado.

Para los ensayos de fatiga de los ejes montados, debe calarse una rueda o una probeta de dimensiones similares (especialmente el cubo) en caliente o a presión en la zona de calado de la rueda. El apriete debe cumplir los requisitos del apartado 6.3.2.

No es obligatorio utilizar un eje montado como probeta. En el anexo informativo C se dan ejemplos de probetas.

Método de ensayo:

Los ensayos deben efectuarse en máquinas capaces de originar tensiones de flexión rotativa en la zona donde se inicia la fisura.

Para cada límite, F3 y F4, debe comprobarse que no aparezca fisura alguna en tres probetas, después de 107 ciclos de carga, creando una tensión en superficie igual a F3 o F4.

Estos niveles de tensión deben calcularse en la zona de calado, de acuerdo con la teoría del comportamiento de las vigas, sin tener en cuenta los esfuerzos de apriete.

c) Resistencia eléctrica

La resistencia eléctrica de cada eje montado medida entre las huellas de rodadura de las dos ruedas no debe ser mayor de $0,01 \Omega$.

El dispositivo y el método utilizados para la medición deben definirse mediante acuerdo entre el cliente y el proveedor.

La tensión de ensayo debe situarse en el rango 1,8 V – 2,0 V cc.

d) Desequilibrio

Valores a obtenerse:

Para un eje montado no motor capaz de circular a una velocidad superior a 120 km/h, debe especificarse un desequilibrio dinámico máximo.

Tabla 11. Desequilibrios dinámicos máximos para ejes montados con $V > 120$ km/h

Velocidad (km/h)	Desequilibrio máximo \times plano de medición (g·m)
$120 < V \leq 200$	75
$V > 200$	50

Los valores máximos se dan en la tabla 11. Se miden en el plano de las ruedas.

Probeta:

El desequilibrio se mide en un eje totalmente montado y mecanizado.

Método de ensayo:

El cliente y el proveedor deben acordar el dispositivo y el método de medición.

e) Medidas y tolerancias

Generalidades:

Las medidas del eje montado deben corresponderse con los planos de diseño. Las tolerancias dimensionales y geométricas aplicables cuando se ensamblan las diferentes partes del eje montado se especifican en los apartados siguientes.

Dependen de la categoría del eje montado.

Los valores se dan para una medición sin carga sobre el eje montado.

Ruedas:

Las tolerancias de los parámetros definidos en la figura 12 deben ser las exigidas en la tabla 12.

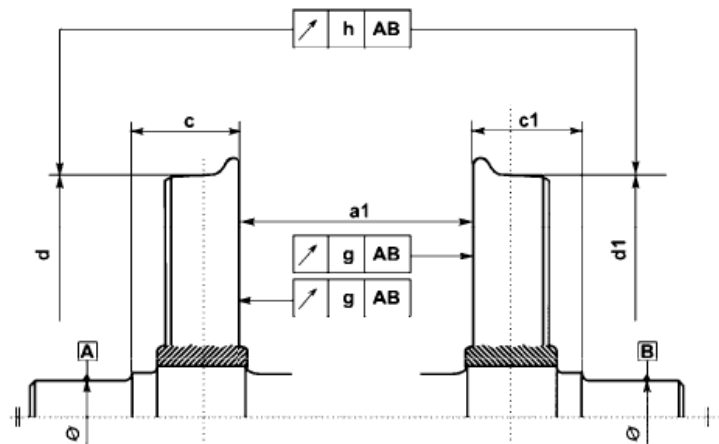


Figura 12: Parámetros de la rueda

Tabla 12: tolerancias de los parámetros de la rueda

Medidas en milímetros

Descripción	Símbolo	Categoría 2		Categoría 1
		a	b	
Distancia entre las caras internas de las ruedas ^a	a_1	+2 ^b 0		+2 ^b 0
Diferencia de las distancias entre la cara interna de cada rueda y el plano en el lado de la mangueta que define la superficie correspondiente del collarín	$c - c_1$ o $c_1 - c$	≤ 1		≤ 1
Diferencia de los diámetros de los círculos de rodadura	$d - d_1$ o $d_1 - d$	$\leq 0,5$	$\leq 0,3$	$\leq 0,3$
Desviación radial en el círculo de rodadura	h	$\leq 0,5$	$\leq 0,3$	$\leq 0,3$
Desviación axial de la cara interna de las ruedas ^a	g	$\leq 0,8$	$\leq 0,5$	$\leq 0,3$
^a Medición tomada a 60 mm bajo la cima de la pestaña. ^b Las tolerancias pueden variar en diseños especiales de ejes montados.				

Discos de freno:

Generalidades

Las tolerancias de los parámetros definidos en las figuras 13 y 14 deben ser las exigidas en las tablas 13, 14 y 15.

Tabla 13: desviación axial de la cara interna

Medidas en milímetros

Descripción	Símbolo	Categoría 2a	Categoría 2b	Categoría 1
Desviación axial de la cara interna ^a	g_1	$\leq 0,75$	$\leq 0,5$	$\leq 0,5$
^a Véanse las figuras 2 y 3. Mediciones realizadas a 30 mm desde el diámetro externo.				

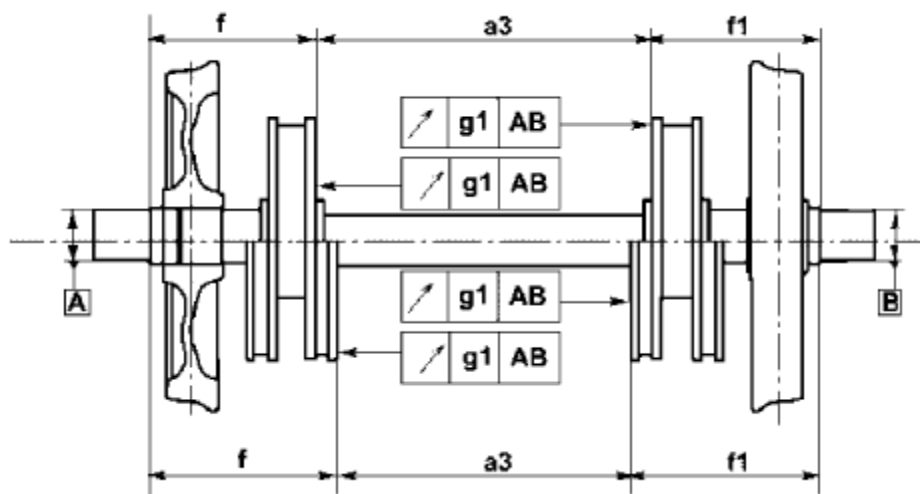


Figura 13. Eje con una única zona de calado para uno o dos discos de freno

Tabla 14: Tolerancias para los ejes con una zona de calado para uno o dos discos de freno

Medidas en milímetros

Descripción	Símbolo	Categoría 1 y 2
Distancia entre la cara interna de la corona del disco y el plano del lado de la mangueta que define la correspondiente caja de grasa	f	$\pm 0,5$

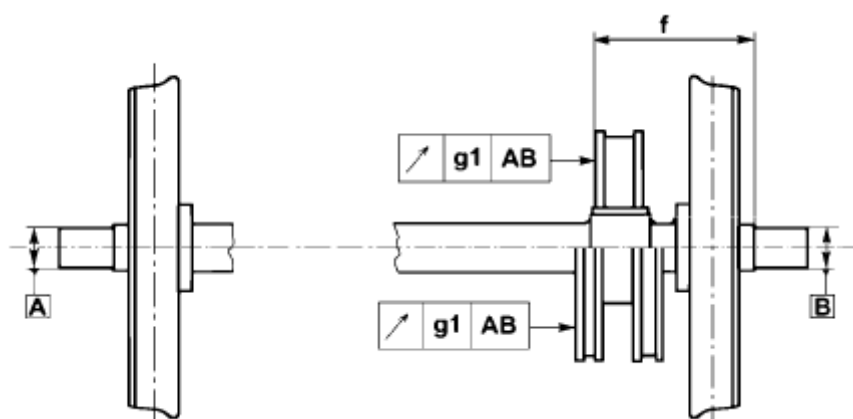


Figura 14. Ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno

Tabla 15: Tolerancias para ejes con dos zonas de calado para dos o cuatro discos de freno

Medidas en milímetros

Descripción	Símbolo	Categoría 1 y 2
Distancia entre las caras internas de las coronas de disco	a_3	$\pm 0,5$
Diferencia de distancias entre la cara interna de cada disco y el plano del lado de la mangueta que define la superficie correspondiente del collarín	$f - f_1$ o $f_1 - f$	≤ 1

Más de dos zonas de calado:

Si hay más de dos zonas de calado para los discos de freno, las tolerancias en las dimensiones tales como a_3 o $f - f_1$ (véase la figura 13) son las mismas que en la tabla 14.

Ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores, reductores, etc.:

La tabla 16 detalla las tolerancias de los parámetros definidos en la figura 15.

Tabla 16. Tolerancias para ruedas dentadas cilíndricas para ejes motores y reductores

Medidas en milímetros

Descripción	Símbolo	Categoría 2	Categoría 1
Desviación radial ^a	h_1	b	b
Desviación axial ^a	g_2	b	b
Distancia entre la superficie de referencia lateral de la rueda dentada y el plano del lado de la mangueta que define la correspondiente caja de grasa ^a	c_2	$\pm 0,5$	$\pm 0,2$
^a Véase la figura 4. ^b Según las especificaciones del diseñador.			

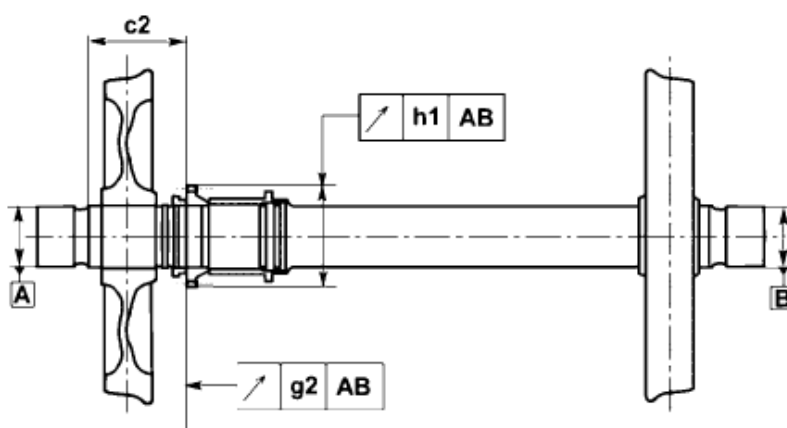


Figura 15. Ruedas dentadas cilíndricas

f) Tensiones residuales

Generalidades:

Las distintas operaciones de fabricación de un eje que conducen al estado de "listo para el montaje" no deben crear tensiones residuales que faciliten la aparición de fisuras de fatiga.

Valores a obtenerse:

En las zonas de calado en los ejes a una profundidad de 0,1 mm por debajo de la superficie, las tensiones residuales deben ser $\leq 100 \text{ N/mm}^2$ a tracción.

Probeta y posición de los puntos de medición:

La probeta es el eje en estado "listo para el montaje". Los puntos de medición están situados en el centro y en un extremo de las zonas de calado. En cada circunferencia se miden dos puntos a 120° .

Método de medición:

Las mediciones pueden hacerse o bien con los extensómetros convencionales o bien por difracción de rayos X.

g) Protección contra la corrosión y los impactos:

Los componentes de los ejes montados deben estar protegidos según los requisitos de sus respectivas normas.

Las cavidades que aparezcan por el voladizo del cubo de la rueda en la zona de calado deben protegerse o rellenarse con un producto anticorrosión.

h) Marcado:

Los componentes de los ejes montados deben marcarse de conformidad con las normas correspondientes.

El eje montado debe identificarse, como mínimo, con las siguientes marcas (de acuerdo con la orden de compra):

- 1) tipo de eje montado;
- 2) número de serie;
- 3) marcas del ensamblador;
- 4) fecha del montaje;
- 5) marcas del propietario.

Estas marcas deben situarse en el extremo de la mangueta donde ya lleve las marcas del eje definidas en la Norma EN 13261 y debajo de éstas.

La mitad de la superficie del otro final de la mangueta debe estar exenta de marcas. Queda reservada para identificar las operaciones de mantenimiento. La otra mitad queda libre para cualquier otro marcado.

Las marcas deben ir punzonadas. Las rebabas que sobresalgan en el proceso de punzonado deben eliminarse para permitir comprobaciones por ultrasonidos en servicio.

6.4. Anexos

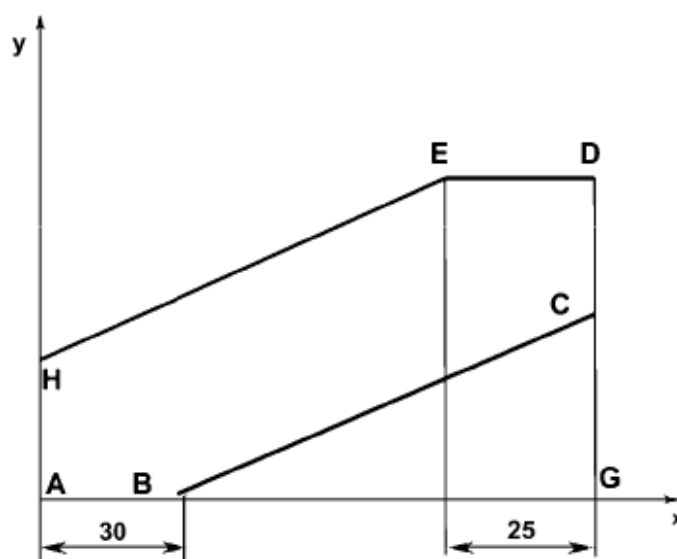
Anexo A (informativo)

CARACTERÍSTICAS DE LA CURVA DE CALADO A PRESIÓN

La figura A.1 describe las características de la curva de calado a presión. La fuerza de calado debe comenzar a incrementarse antes de que la penetración de la zona de calado en el cubo de la rueda alcance los 30 mm. La fuerza entonces debe incrementarse de forma continua sin salirse de los valores límite dados por las curvas establecidas por el diseñador del componente que debe calarse.

Sin embargo, se admiten los casos siguientes:

- 1) una reducción de la fuerza de calado donde se ubica el canal para el decalado con aceite. La fuerza máxima a la que se haya llegado antes del canal debe alcanzarse de nuevo a menos de 25 mm de penetración. En el intervalo, la fuerza de calado puede estar por debajo de la definida por la curva límite inferior;
- 2) una disminución máxima de 0,05 MN en los últimos 25 mm de desplazamiento;
- 3) curvas con desviaciones locales si existe un acuerdo previo entre el cliente y el proveedor o durante la cualificación del producto.



NOTA

- AB, BC, HE y ED son segmentos de recta, AG es igual a la longitud de la zona de calado;
- para las ruedas, las posiciones de los distintos puntos son las siguientes:
 $Y_H = 1,3 \varnothing$; $Y_C = 0,85 F$; $Y_D = Y_E = 1,45 F$
 \varnothing = diámetro nominal de la zona de calado, en metros
 F = fuerza de calado especificada por el diseñador del componente que debe calarse (rueda, disco, rueda de engranaje, etc.)

Leyenda

- x Distancia en mm
- y Fuerza de calado F (mN)

Figura A.1 – Características de la curva de calado a presión

Anexo B (normativo)

CARACTERÍSTICAS DE FATIGA DE UN EJE MONTADO CON EJE DE ACERO DE GRADO EA1T O EA4T

La tabla B.1 define las características de fatiga de un eje montado con eje de acero de grado EA1T o EA4T.

Tabla B.1 – Valores mínimos de tensiones en N/mm²

Grado	F_3	F_4	F_5
EA1T	120	110	94
EA4T	145	132	113

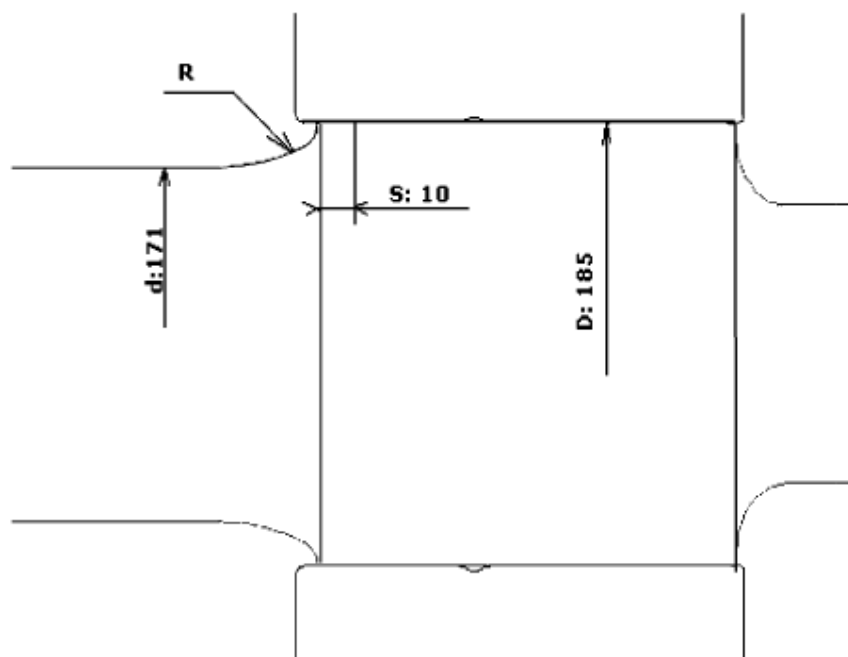
Anexo C (informativo)

INFORMACIÓN SOBRE LA PROBETA PARA ENSAYOS DE FATIGA

La figura C.1 muestra el plano de la probeta para ensayos de fatiga.

NOTA: Esta probeta está diseñada con una relación de diámetros, \emptyset zona de calado (185) / \emptyset cuerpo (171), de 1,08. Esta relación de diámetros se elige a fin de garantizar la comprobación del montaje frente a la resistencia del eje montado. Si se produce una fisura, aparecerá en la zona de calado y no en el cuerpo. Este valor puede no ser válido para aceros de alta aleación. Pueden aplicarse relaciones de diámetro mayores (inferiores a 1,12) para los grados de acero de esta norma, no obstante:

- con cocientes mayores, existe el riesgo de que se produzca fisuras en el radio del cuerpo;*
- con cocientes menores, existe el riesgo de que no se alcance la fuerza necesaria en la zona de calado de la rueda.*

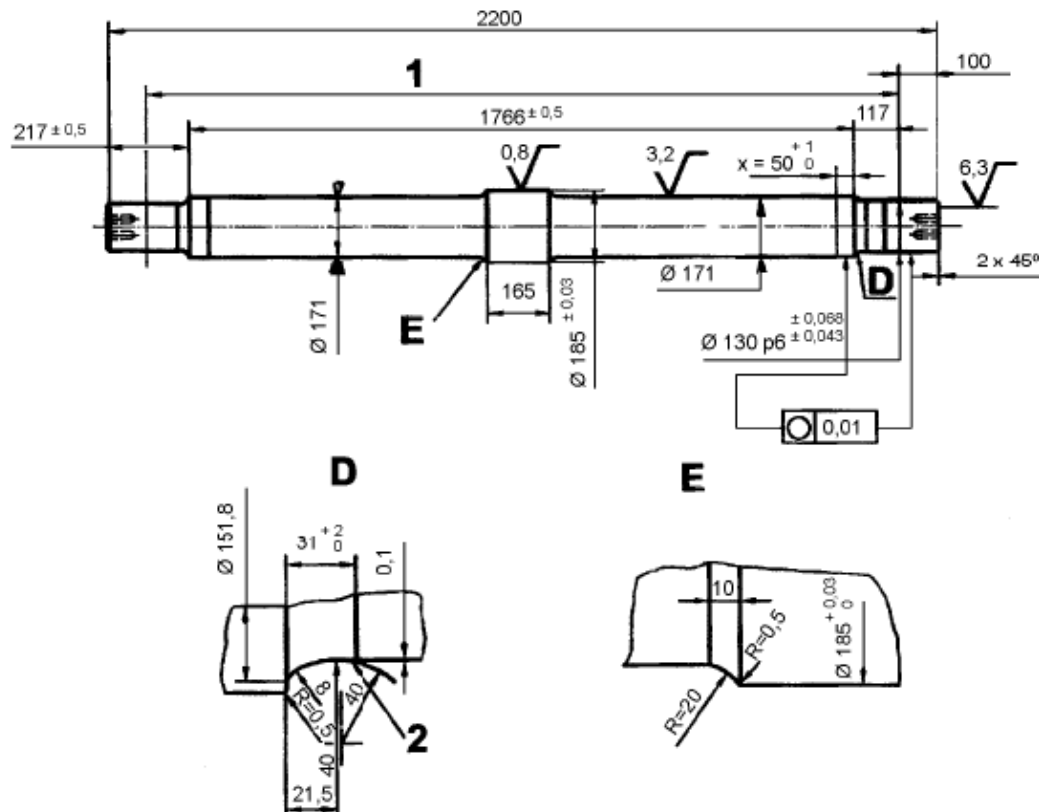


Leyenda

- S Sección de referencia a 10 mm de la extremidad de la zona de calado
- R Radio según la geometría definida en la Norma EN 13103

Figura C.1 – Plano de la geometría de la probeta necesaria para los ensayos de fatiga

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Distancia de centro a centro de las manguetas: 2 000 mm
- 2 Arista redondeada

Figura C.2 – Ejemplo de probeta de ensayo

Nota: se suprime de esta documentación el Anexo D por no ser de interés en este proyecto.

Anexo E (informativo)

CUALIFICACIÓN DEL PRODUCTO

El Comité Técnico CEN/CT 256 considera que los siguientes capítulos representan el mejor medio para evaluar la conformidad de una gama de productos con esta norma. No obstante, se puede aplicar un sistema de calidad distinto del especificado en la Norma EN ISO 9001.

E.1 Generalidades

Un eje montado debe obtener su cualificación antes de que se utilice en una red europea.

Este capítulo especifica los requisitos y procedimientos que se deben aplicar para cualificar el producto.

La cualificación de un eje montado está vinculada de forma directa al proveedor, y un eje montado sólo puede cualificarse si el proveedor cumple los requisitos especificados en el apartado E.2.1.

Estos requisitos se aplican en los siguientes casos:

- 1) todo eje montado de un nuevo proveedor;
- 2) todo cambio de componentes del eje montado.

E.2 Requisitos

E.2.1 Requisitos a cumplir por el proveedor

E.2.1.1 Generalidades

Si las operaciones de fabricación de un eje montado conciernen a más de un proveedor, cada uno de ellos debe satisfacer los requisitos que se detallan más adelante.

E.2.1.2 Organización de la calidad

El proveedor debería tener implantado un sistema de aseguramiento de la calidad conforme a la Norma EN ISO 9001.

E.2.2 Cualificación del personal

E.2.2.1 Generalidades

El personal responsable de los ensayos no destructivos debe estar cualificado según la Norma EN 473.

E.2.2.2 Equipo

El equipo utilizado por el proveedor para la fabricación, control y seguimiento debe permitir el cumplimiento de los requisitos de esta norma.

E.2.3 Requisitos a cumplir por el producto

El producto debe cumplir los requisitos de producto especificados en el capítulo 3.

Debe establecerse la trazabilidad de todos los componentes y de su montaje.

E.3 Procedimiento de cualificación

E.3.1 Generalidades

El procedimiento de cualificación comprende cuatro fases sucesivas:

- 1) entrega de documentación por parte del proveedor;
- 2) evaluación del equipo y de los procesos de fabricación;
- 3) ensayos de laboratorio;
- 4) ensayos de producto.

E.3.2 Documentación requerida

Cuando se presente una solicitud de cualificación, el proveedor debe aportar un expediente que incluya:

- 1) una descripción de los productos objeto de la solicitud;
- 2) una descripción de la empresa con:
 - a) tamaño de la compañía (número de empleados y su distribución entre fabricación, control y aseguramiento de la calidad);
 - b) producción anual de los diferentes productos;
 - c) una lista de todos los equipos de producción y control;
- 3) datos sobre la organización de la empresa, acompañados de los organigramas correspondientes;
- 4) descripción de los procesos de fabricación con explicaciones sobre las diferentes etapas de la fabricación;
- 5) documentos de cualificación de los diversos componentes del producto que va a

cualificarse;

6) resultados de los ensayos de los productos sometidos a cualificación.

Si el proveedor ya ha suministrado un expediente para la cualificación de un eje montado distinto, el que debe suministrar para la cualificación de un nuevo eje montado tiene que incluir sólo los elementos específicos de este producto o los nuevos de la empresa.

E.3.3 Evaluación de las instalaciones y los procesos de fabricación

Esta evaluación comprende:

- 1) inspección de la planta de fabricación y examen de los procesos de producción;
- 2) inspección de la planta de fabricación de los componentes del eje montado y examen de sus procesos de producción;
- 3) auditoría de la organización de la fabricación para confirmar si se han cumplido los requisitos del apartado E.2.1;
- 4) auditoría de la información suministrada en los documentos referidos en el apartado E.3.1.

Al término de esta fase debe redactarse un informe para identificar todos los procesos de producción, incluidos los de los componentes del eje montado. Debe concluir si se han cumplido los requisitos del apartado E.2.1, que son necesarios para que el procedimiento de cualificación prosiga.

E.3.4 Ensayos de laboratorio

Esta etapa debe verificar que se han alcanzado los límites de fatiga definidos en el apartado 3.2.2 y los niveles de tensiones residuales definidos en el apartado 6.3.2.f).

Al término de esta fase ha de realizarse un informe. Debe confirmar la geometría y el proceso de fabricación de las probetas.

E.3.5 Ensayos de los productos terminados

Todas las características definidas en el capítulo 3 (excepto las de fatiga y las de tensiones residuales) deben verificarse en 10 ejes montados.

Las tensiones residuales definidas en el apartado 6.3.2.f) se tienen que verificar en dos ejes.

Debe redactarse un informe que describa tanto los ejes montados sometidos a ensayo como los procedimientos de ensayo y los resultados. Debe precisar si los ejes montados cumplen los requisitos o no.

Si la conclusión es satisfactoria, puede emitirse un certificado de cualificación provisional.

Una vez otorgado este certificado de cualificación provisional, las mismas verificaciones realizadas en los 10 ejes montados deben hacerse al menos en un eje montado de cada 30, hasta que se hayan entregado 300 ejes montados.

El producto está cualificado si estas verificaciones no muestran defectos repetidos en el producto.

Debe emitirse otro informe. En él deben identificarse los ejes montados, las comprobaciones y sus resultados.

Si el número de ejes montados a suministrar en dos años es menor de 300, el estado de cualificado se da después de realizar los ensayos en los 10 primeros ejes montados. No obstante, las mismas verificaciones que las realizadas en los primeros 10 ejes montados se deben llevar a cabo en uno de cada 30 ejes montados suministrados posteriormente.

E.4 Certificado de cualificación

E.4.1 Condición de validez

El certificado de cualificación debe especificar los límites de validez para:

- 1) los diámetros y longitudes de las zonas de calado;
- 2) los grados del acero y la geometría de los distintos componentes de los ejes montados;
- 3) el nivel de tensiones residuales producidas en el cubo de rueda por el calado.

E.4.2 Modificación y ampliación

A petición del proveedor, se puede modificar o ampliar el alcance de la validez de la certificación en los siguientes casos:

- 1) si se consideran otros productos;
- 2) si se han modificado parámetros importantes (procesos de fabricación, organización de la calidad, etc.).

E.4.3 Transferencia

En caso de cambio de propietario, una cualificación existente, si se solicita, puede transferirse a otra empresa si no se han modificado ni el contenido correspondiente ni las condiciones previas a la cualificación.

E.4.4 Caducidad

El equipo y los procesos de producción descritos en el apartado E.3.3 deben volver a evaluarse en los casos siguientes:



1) si, después de 5 años, no se han suministrado 300 ejes montados después de la cualificación provisional;

2) si, en un periodo de 2 años, no se han suministrado ejes montados en el contexto del producto objeto de la cualificación.

E.4.5 Anulación

Si el cliente registra defectos significativos en el producto, se deben repetir aquellas partes del procedimiento de cualificación que se vean afectadas.

Si el proveedor no ha garantizado el cumplimiento de todas las condiciones importantes de la cualificación, ésta puede anularse.

E.5 Expediente de cualificación

Se debe preparar un expediente de cualificación por cada producto cualificado. Debe contener los siguientes documentos:

- 1) la solicitud del proveedor;
- 2) los documentos aportados por el proveedor (véase E.3.2);
- 3) los informes de evaluación (véase E.3.3);
- 4) los informes de los ensayos de laboratorio (véase E.3.4);
- 5) los informes de los ensayos de producto (véase E.3.5);
- 6) el certificado de cualificación (véase el capítulo E.4).

Anexo F (informativo)

ENTREGA DEL PRODUCTO

El Comité Técnico CEN/TC 256 considera que los apartados siguientes representan el mejor medio para evaluar la conformidad de los productos entregados según esta norma.

F.1 Generalidades

El cliente debe definir los siguientes elementos en su pedido:

- 1) la geometría y las medidas de los componentes del eje montado (planos);
- 2) los planos del eje montado;

- 3) la categoría del eje montado;
- 4) los requisitos de calado a presión o calado en caliente;
- 5) el método de ensayo por ultrasonidos utilizado, si éste se exige (véase F.3.2);
- 6) el marcado del eje montado .

El cliente y el proveedor deben llegar a un acuerdo sobre los siguientes puntos:

- 7) el método de calado ;
- 8) el método de ensayo de resistencia eléctrica;
- 9) el método de ensayo de desequilibrio;
- 10) los controles dimensionales optativos (véase F.3.1).

Para la entrega, se verifican algunas características en cada eje montado (véase el capítulo F.2). Para las otras características definidas en el capítulo 3, el proveedor debe proponer un plan de calidad del producto (de acuerdo con la definición dada en la Norma EN ISO 9000) que debe acordarse con el cliente.

Todo eje montado debe ir acompañado de los documentos que registren su trazabilidad.

F.2 Comprobaciones específicas

Deben efectuarse los siguientes controles en todos los ejes montados:

- 1) conformidad del diagrama de calado para el calado a presión;
- 2) dimensiones: $d - d_1$, h , g , a_1 .

Para el calado en caliente, debe verificarse la resistencia del montaje en el 10% de los ejes que se vayan a entregar .

F.3 Controles optativos

F.3.1 Control dimensional

Después de que el cliente y el proveedor hayan llegado a un acuerdo, se pueden verificar otras dimensiones definidas en el apartado 6.3.2.e) en todos o en parte de los ejes montados de la entrega.

F.3.2 Examen por ultrasonidos

Si la política de mantenimiento de un operador lo exige, los ejes de los montajes pueden ser sometidos a un control por ultrasonidos para detectar cualquier defecto de tamaño crítico que haya

podido resultar del montaje.

El proceso debe ser conforme a un procedimiento acordado y llevado a cabo por operarios cualificados y autorizados que utilicen equipos también aprobados.

Debe estar disponible un eje de calibración autorizado para calibrar el equipo antes del ensayo.

Se debe llevar un registro permanente individual de cada examen.

F.4 Rectificaciones autorizadas

Se autorizan reparaciones de los ejes montados si se cumplen los siguientes requisitos:

1) un desequilibrio excesivo, unas medidas o tolerancias geométricas por encima de los límites permitidos deben corregirse mediante mecanizado o rectificado dentro de las medidas y tolerancias dadas en los planos y normas de cada componente;

2) para corregir un montaje incorrecto de uno de los componentes, puede desmontarse y volverse a montar ese componente;

3) distintas formas de las curvas de calado (en el caso de calado a presión) se toleran dentro de los límites de los diagramas normalizados que hayan acordado el cliente y el proveedor;

4) después del mecanizado, se debe eliminar cualquier defecto que incida de forma negativa en la integridad del eje montado;

5) los daños en la protección contra la corrosión pueden repararse si, después de la reparación, las características de las zonas reparadas son las mismas que las de las otras zonas;

6) si, durante un calado a presión, un decalado o un ensayo de resistencia del montaje, las superficies caladas de los dos componentes en contacto quedan dañadas, se pueden reutilizar estos componentes con las siguientes condiciones:

a) los elementos que se van a ensamblar pueden reutilizarse con un eje nuevo si éste tiene dos zonas de calado de ruedas de un diámetro superior a las tolerancias del dibujo, hasta un máximo de + 1,5 mm, para ajustar el apriete;

b) si el daño provoca huellas en la zona de calado de las ruedas durante el decalado, la zona de calado puede mecanizarse para eliminarlas y podrá calarse otra rueda mientras quede un 50% de tolerancia en el espesor que se utilice para el mantenimiento y exista un acuerdo al respecto con el cliente;

c) está permitido usar un método de proyección metálica aprobado para obtener un apriete correcto. Debe acordarse previamente con el cliente. Asimismo, este método debe haber obtenido una cualificación siguiendo un procedimiento que incluya ensayos de fatiga para probar que las características de fatiga de ese eje montado reparado son las mismas que las del eje montado no



reparado.

Siempre que se haga una reparación autorizada, debe describirse en los documentos de trazabilidad del eje montado reparado.

F.5 Documentos

F.5.1 Calado en caliente

Se debe asignar a cada elemento calado en caliente un documento que contenga la siguiente información:

- 1) nombre del proveedor que haya efectuado el calado;
- 2) fecha de la operación de calado;
- 3) identificación del eje montado;
- 4) elemento calado (rueda, disco, etc.);
- 5) medidas:
 - a) diámetro medio de la zona de calado;
 - b) diámetro medio del agujero del cubo del elemento calado;
 - c) apriete;
- 6) posición "D" (derecha) o "I" (izquierda), si se montan dos piezas idénticas en un eje.

F.5.2 Calado a presión

Se debe asignar a cada elemento calado a presión un documento con la curva de calado a presión (véase 6.3.1.c)) que contenga la siguiente información:

- 1) nombre del proveedor que haya efectuado el calado;
- 2) fecha de la operación de calado;
- 3) identificación del eje montado;
- 4) elemento calado (rueda, disco, etc.);
- 5) medidas:
 - a) diámetro medio de la zona de calado;

- b) diámetro medio del agujero del cubo del elemento calado;
- c) apriete;
- 6) posición "D" (derecha) o "I" (izquierda), si se calan dos piezas idénticas en un eje;
- 7) fuerza de calado final F.

Esta información aparece en los documentos incluidos en el anexo informativo D.

F.5.3 Componentes

Para todo eje montado, la identificación de cada componente debe registrarse en un documento, tal y como se describe en el anexo informativo D.

F.6 Plan de calidad

F.6.1 Generalidades

El proveedor debe establecer un plan de calidad que debe acordar con el cliente.

Este plan de calidad debe hacer referencia al manual de calidad y debe contener los elementos específicos del producto.

F.6.2 Objetivos

El objetivo de este plan, que debe establecerse en el momento de la oferta, consiste en describir las medidas tomadas por el proveedor para alcanzar y controlar la calidad de los productos considerados. Cuando se hayan elegido requisitos optativos, deben justificarse.

Este plan de calidad debe especificar los controles exigidos en el transcurso de la fabricación y entrega de los productos.

Los requisitos de inspección pueden recogerse en un plan de control de fabricación.

F.6.3 Validez

Toda modificación del plan de calidad debe ser puesta en conocimiento del cliente y acordada con él.

Si el cliente detecta alguna disconformidad en el producto entregado, el plan de calidad debe revisarse.

7. EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

7.1. Conceptos generales

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una

ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio. Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno. Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
- Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...

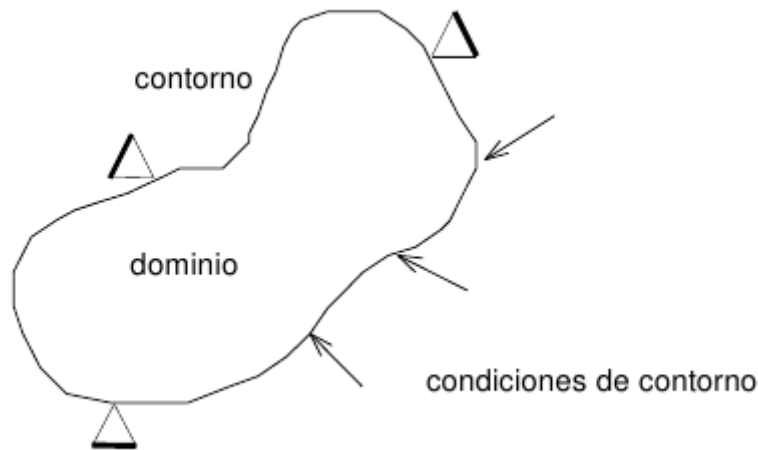


Figura 16. Sistema a analizar mediante MEF

El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide.

Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre sí los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,.... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la figura,

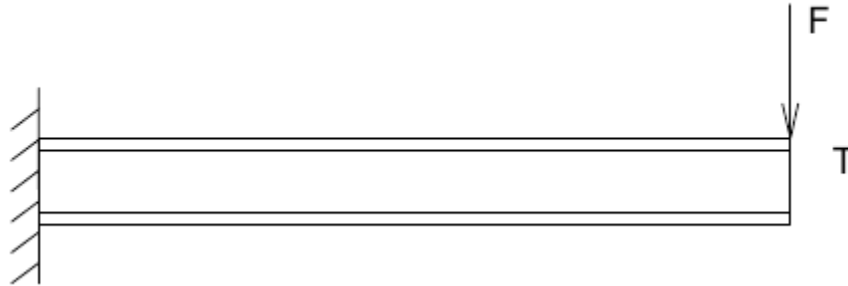


Figura 17. Ejemplo de viga en voladizo

el discretizado del dominio puede ser,

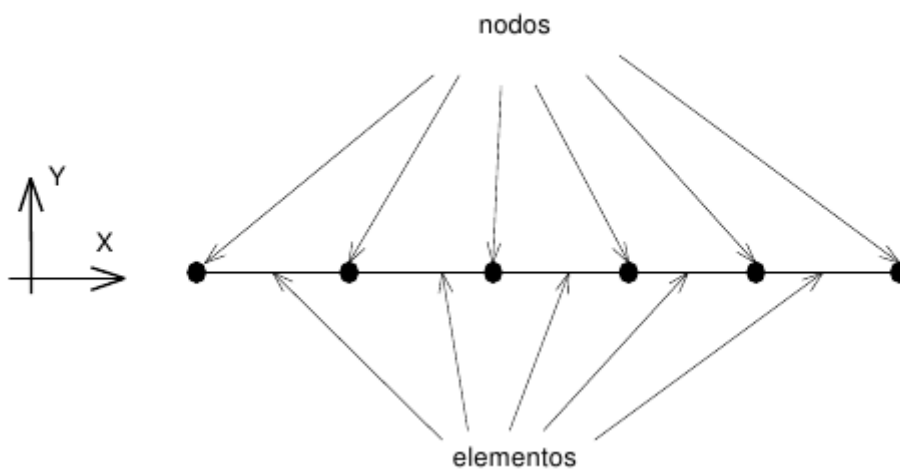


Figura 18. Discretizado del dominio de viga en voladizo

Los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x
- Desplazamiento en dirección y
- Giro según z
- Temperatura

El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones,... También sería posible obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad.

Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

Su idea básica no puede ser más sencilla: dado un sólido, sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas (siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras), permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar, de una forma aproximada como ya se dijo antes, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento.

Veamos con un ejemplo lo dicho anteriormente. Supongamos el problema de la Figura 19, que corresponde a un problema de una placa de dimensiones finitas, sometida a tracción en sus lados superior e inferior, y que posee un agujero circular, de un determinado radio, en su centro.

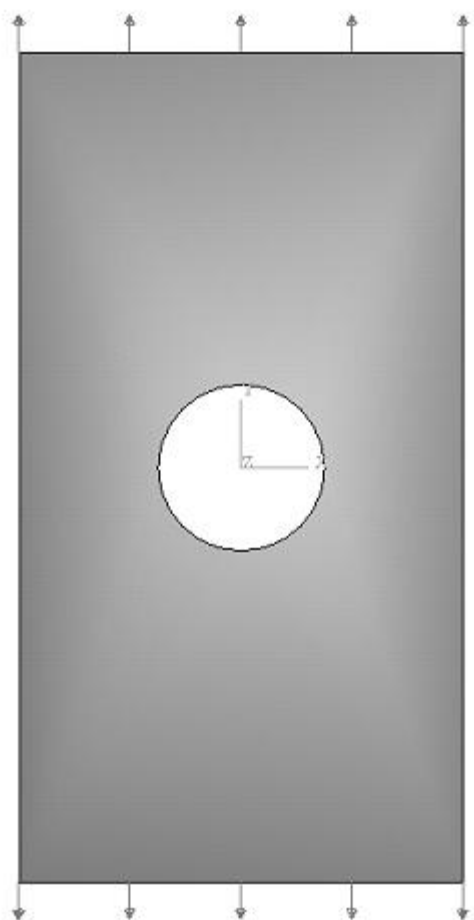


Figura 19. Geometría y fuerzas sobre la placa

Una modelización por elementos finitos de este problema, empleando elementos triangulares por ejemplo, podría ser la representada en la Figura 20, en la que se representa la malla de un modelo que podría utilizarse para la resolución del problema.

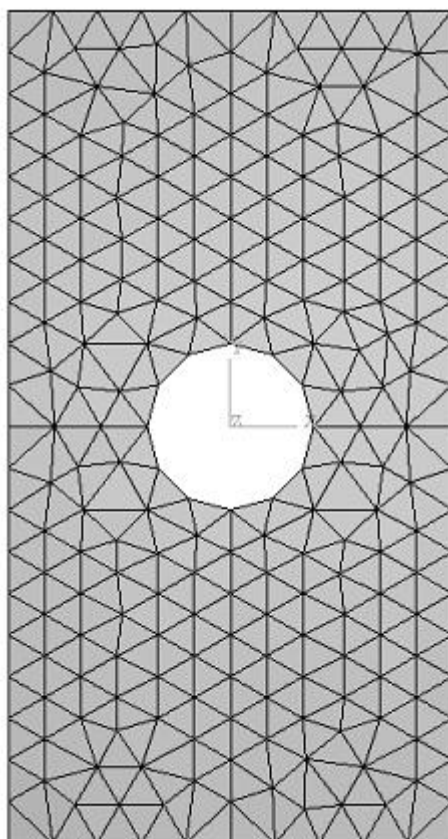


Figura 20. Modelización por elementos finitos triangulares

Como vemos en dicha figura, la placa ha sido subdividida en elementos triangulares, de forma que estos elementos se suponen interconectados a través de sus vértices. Evidentemente, dado el número de elementos que hemos utilizado, el agujero circular de la realidad, por ejemplo, ya no es circular en nuestro modelo sino que es un dodecágono.

Las consideraciones hechas conducen a que, irremisiblemente, la solución que vamos a obtener es una aproximación a la solución real del problema de la Figura 19 pero, muchas veces, en la aplicación práctica en ingeniería estructural, esto puede ser más que suficiente. No obstante, podríamos haber “refinado” la malla anterior reduciendo el tamaño de los elementos, y por tanto aumentando el número de ellos, lo que hubiese permitido modelizar mejor la geometría del agujero central de la placa, y así obtener una solución que, aunque siguiera siendo aproximada, resultara más próxima a la realidad.

Todo lo anterior, nos ilustra sobre las posibilidades del método, que no sólo se imita a caso bidimensionales sino que, también, permite analizar problemas tridimensionales: podemos analizar cualquier pieza de cualquier geometría, obteniendo el campo tenso-deformacional en su interior, y así luego poder comprobar que la pieza analizada cumple con los requisitos estructurales que esperábamos de ella.



8. ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE UN EJE FERROVIARIO MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS

8.1. Introducción

Con este estudio se pretende analizar cómo se comportan las tensiones sufridas por un eje ferroviario dependiendo de dos factores geométricos: cambio del radio de acuerdo y cambio de la relación de diámetros, ambos entre zona de calado y cuerpo del eje, la zona más crítica desde el punto de vista tensional en un eje ferroviario.

Se quiere analizar la magnitud de esas tensiones así como su localización, dependiendo de los factores comentados.

Todo ello será realizado mediante el software de diseño y de estudio a través del método por elementos finitos, Ansys.

Las ruedas, si bien entran dentro del procesamiento en Ansys por su influencia en el eje, al ofrecer apoyo y rigidez lateral, no serán analizadas en los resultados.

8.2. Condiciones de partida

8.2.1. Zonas del estudio de sensibilidad

Las zonas expuestas en este apartado son las que han sido susceptibles de modificación geométrica. El radio de acuerdo R y la relación de diámetros D/d .

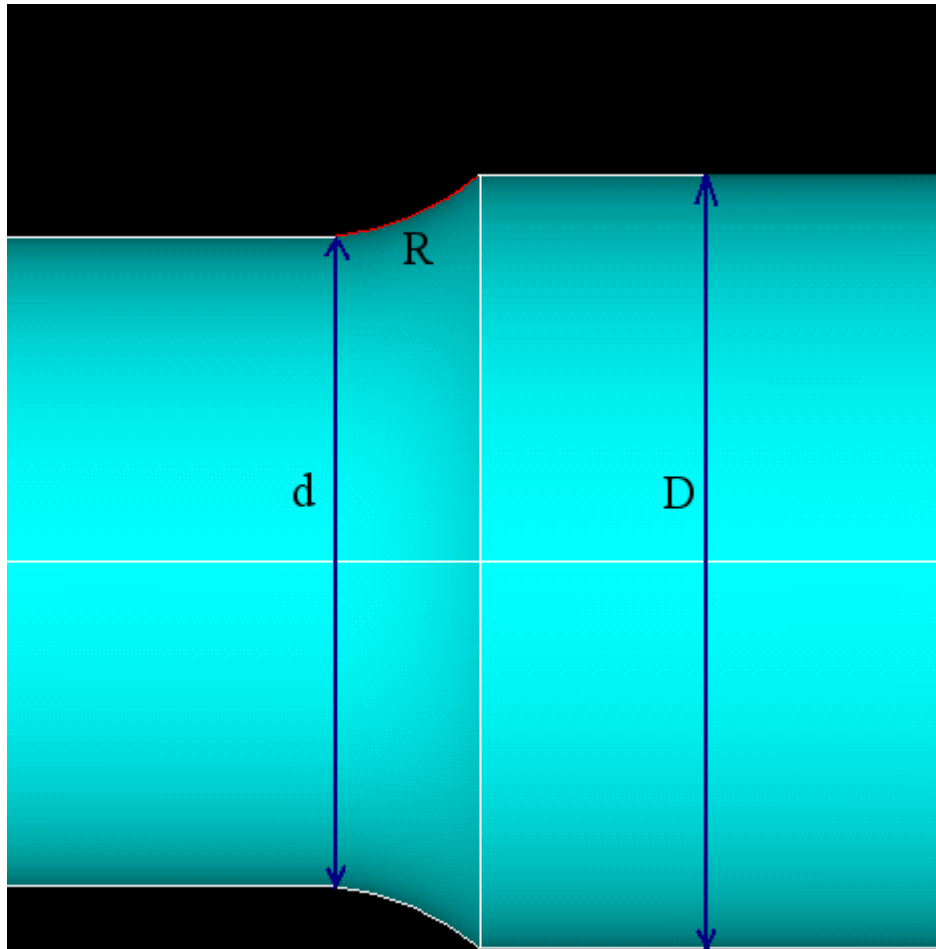


Figura 21: Zonas de estudio

Se ha aumentado y disminuido el radio de acuerdo y la relación de diámetros un $\pm 5\%$ en cada estudio, hasta el $\pm 15\%$.

8.2.2. Características del acero

Acero del eje:

- Límite elástico: 350 MPa.
- Módulo de Young: 210 GPa

Acero de las ruedas

- Límite elástico: 500 MPa.
- Módulo de Young: 210 GPa

8.2.3. Geometría del eje y de las ruedas

Las dimensiones originales del eje son las siguientes:

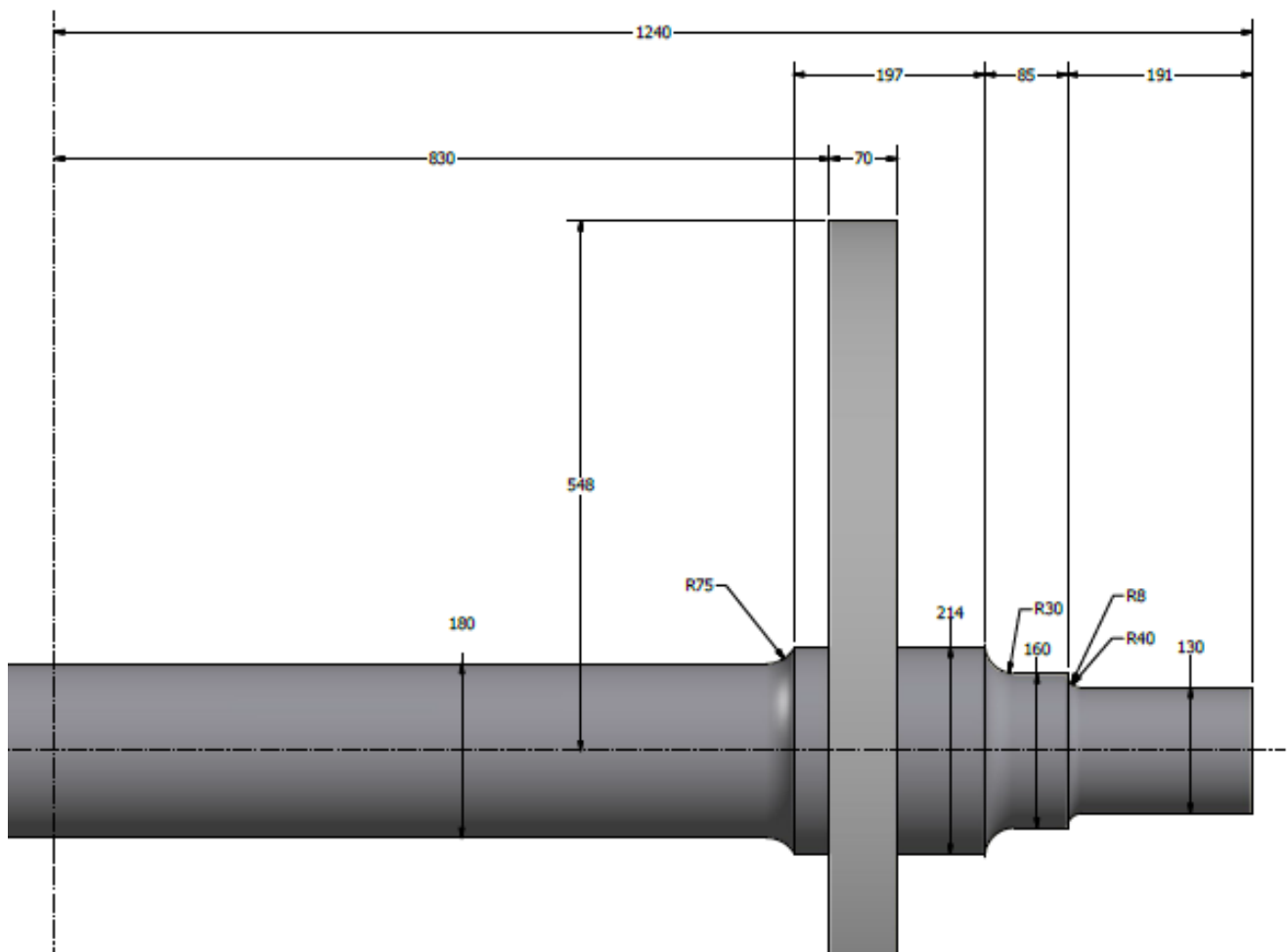


Figura 22: Geometría original de eje y ruedas

8.2.4. Distribución de cargas y restricciones sobre el eje y las ruedas

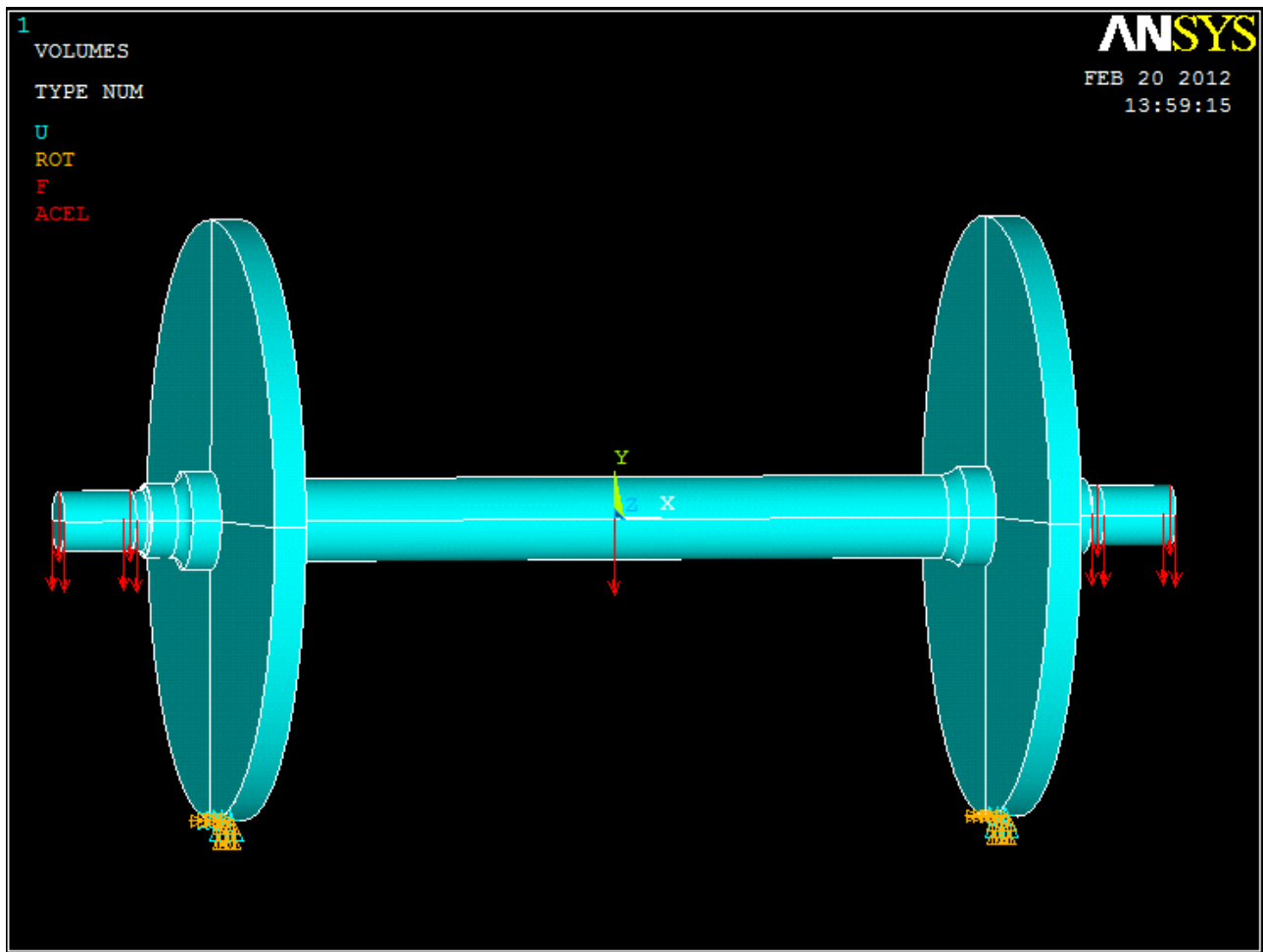


Figura 23: Distribución de las cargas y restricciones

Siendo:

- Seis cargas en cada mangueta, cada una de 20 kN, lo que equivale a una carga total sobre el eje de 240 kN, o 24 toneladas de masa.
- Restricciones en el apoyo de las ruedas:
- Rueda izquierda: restricciones en U_x , U_y , U_z , R_x , R_y .
- Rueda derecha: restricciones en U_y , U_z , R_x , R_y .
- Aceleración de la gravedad en el centro del eje.

8.2.5. Diagrama de momentos flectores

Basándonos en el sistema de cargas de la Figura 23, el diagrama de momentos flectores quedará como sigue:

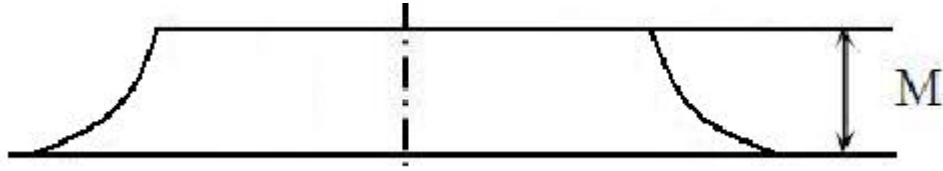


Figura 24: Diagrama de momentos flectores sobre el eje

Es por ello que este estudio sólo tendrá en cuenta las secciones entre la zona de calado y el cuerpo del eje, por encontrarse allí las mayores tensiones.

8.2.6. Deformación del eje

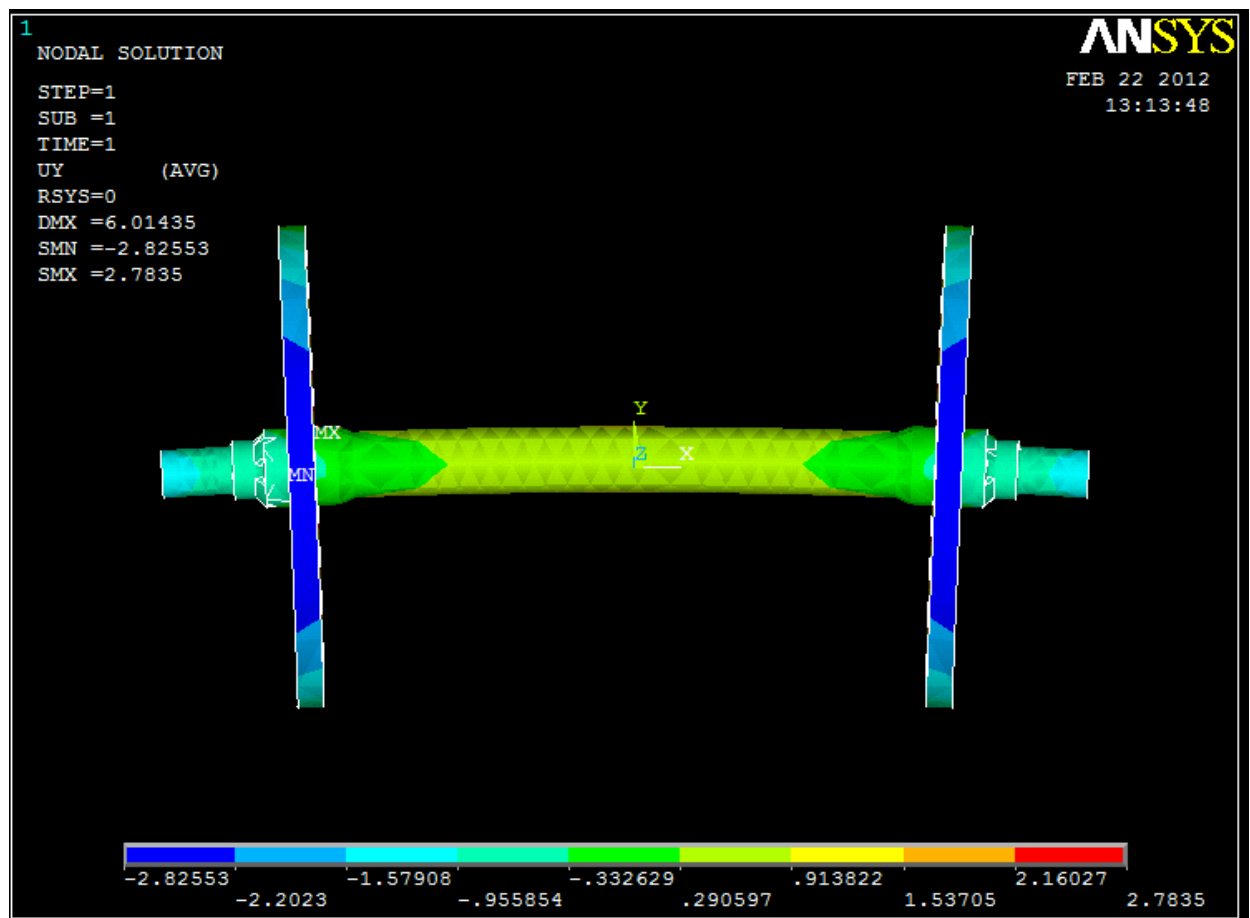


Figura 25 . Deformación del eje

En la Figura 5 podemos ver el resultado de la aplicación de cargas sobre el eje, y el efecto que tiene sobre éste y sobre las ruedas. Se trata de una deformación exagerada y puramente indicativa realizada por Ansys. La imagen muestra la flecha resultante en la dirección Y (en milímetros).

8.3. Desarrollo del estudio

Primeramente se ha modelado el eje y las ruedas en Ansys con las características geométricas definidas anteriormente. Se han creado, por este orden: los keypoints, las líneas, las áreas y por último los volúmenes. Han sido de ayuda herramientas como REFLECT o EXTRUDE, dadas las características de simetría en el plano XY y de revolución de eje y ruedas.

Una vez que hecho esto, se definen las propiedades del material, comenzando por el tipo de elemento. Para este análisis se ha elegido el tipo de elemento Solid 186, que es un orden superior en 3D de 20 nodos, recomendado para este tipo de problemas.

Una vez que se ha elegido el tipo de elemento estructural, se seleccionan las constantes que definen al material. En este caso el análisis que se hace es estructural, y se supone que el modelo responde a un comportamiento elástico-lineal. La geometría se considera isotrópica, puesto que se considera que las propiedades no dependen de la dirección.

Una vez obtenidos los volúmenes se han unido mediante el comando GLUE, algo necesario para considerar las ruedas como encastradas al eje.

Después de el proceso puramente de modelado se ha procedido a la parte clave en este tipo de estudios: el mallado. El mallado no es más que la división del sólido en un número finito de elementos, que son los que el programa estudiará. Esto se ha comentado en el capítulo anterior. Cuanto más fino sea el mallado más aproximados serán los resultados dados por Ansys y más tardará el programa en realizar sus cálculos. El mallado puede ser manual o automático. Se ha elegido para este estudio el mallado automático, Smart Size, y la precisión elegida ha sido de 5 entre un rango del 1 al 10 donde el 1 es lo más fino posible. Cabe destacar que es aquí, en el mallado, donde se ha de hacer la distinción del tipo de material, ya que los aceros de rueda y eje no son iguales. Por tanto, los atributos (Default Atributos) de uno y otro mallado serán los correspondientes a su material.

Terminado el mallado llega el momento de aplicar las cargas y restricciones. Son las descritas en la Figura 23.

Sólo resta dejar a Ansys iterar hasta hallar la solución al procesado para después visualizar y analizar los resultados.

8.4. Resultados

Se exponen en las siguientes páginas los resultados según se haya modificado la relación de diámetros, el radio de acuerdo o ambos. Sólo he reflejado varios de los resultados más concluyentes, ya que son suficientes para comprender la evolución de las tensiones en el eje. Las imágenes muestran las zonas de tensión, con los números de las escalas dados en MPa.

8.4.1. Radios de acuerdo

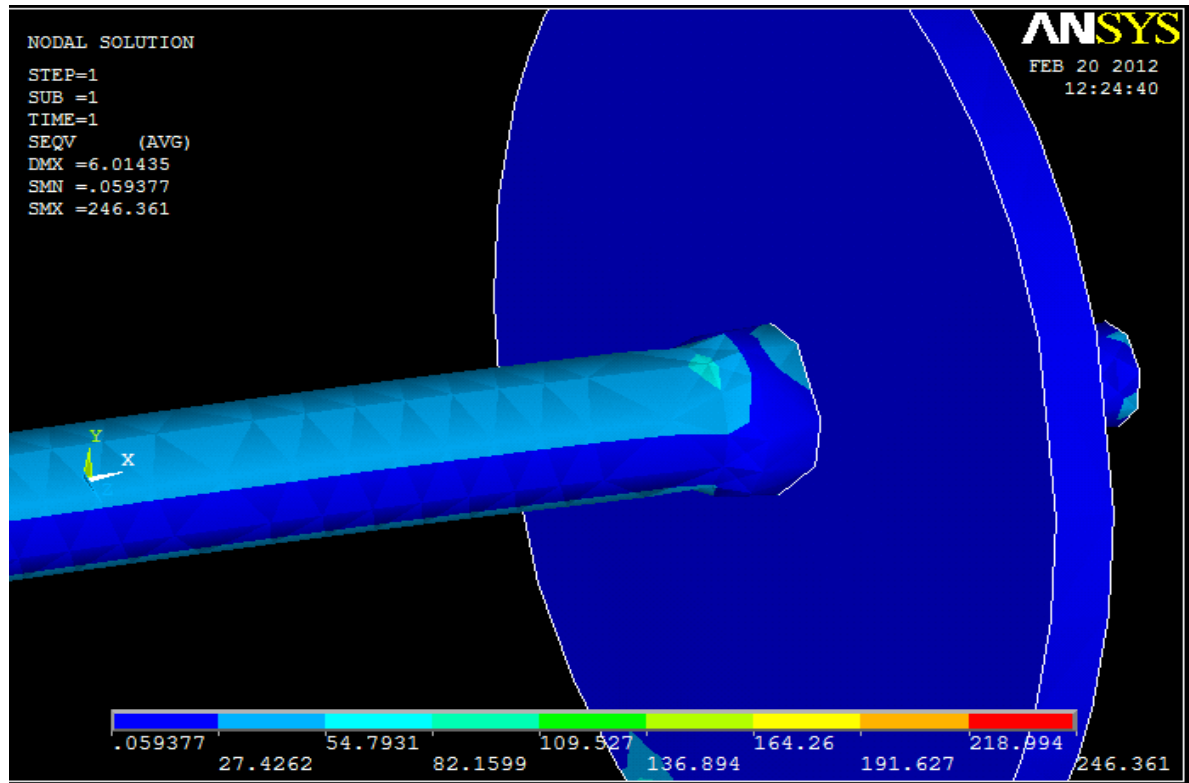


Figura 26: Radio de acuerdo original · 0,85

Aquí podemos observar que en la zona del radio de acuerdo las tensiones son del orden de 50 MPa. Hay que tener en cuenta la extensión de dichas tensiones además de su valor.

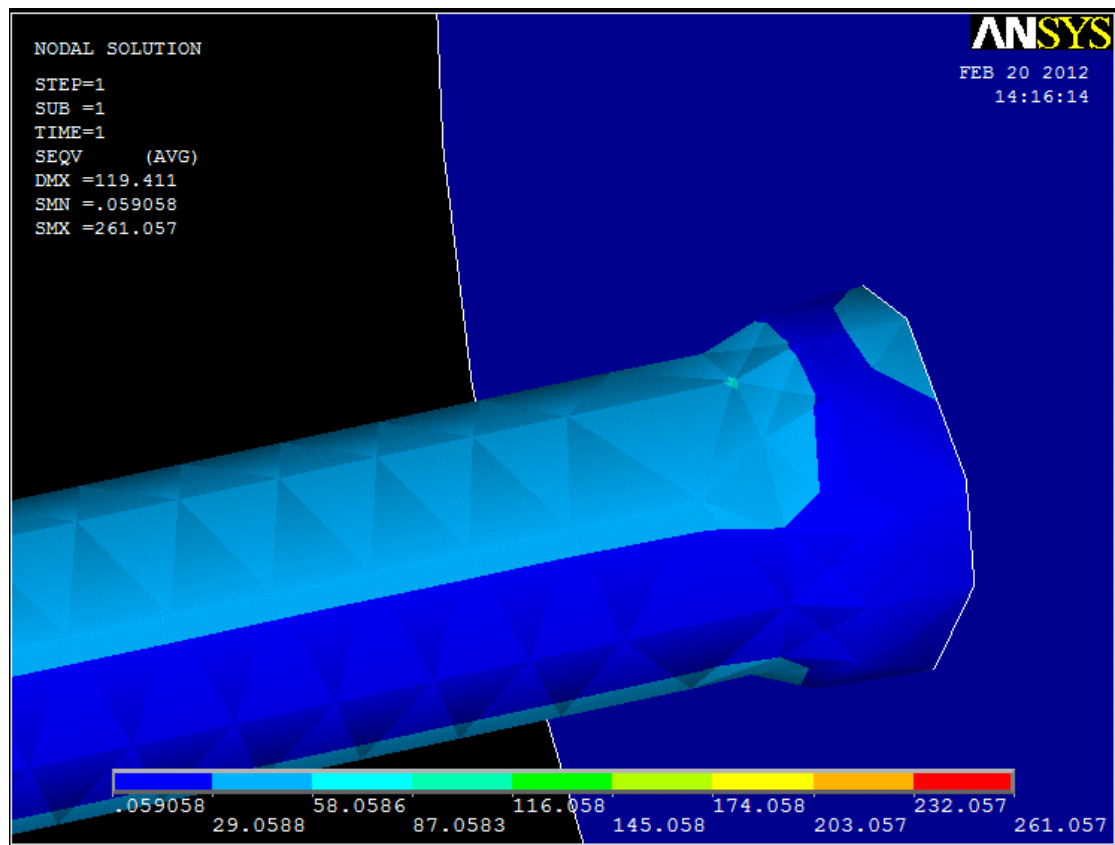


Figura 27: Radio de acuerdo original · 0,95

Si nos fijamos en la figura 27, las tensiones más altas sufridas en la zona de acuerdo son algo mayores que en la figura 26, sin embargo vemos que el área es mucho menor, concluyendo que el eje de la figura 27 sufre menos tensiones que el de la figura 26, que tiene menor radio de acuerdo.

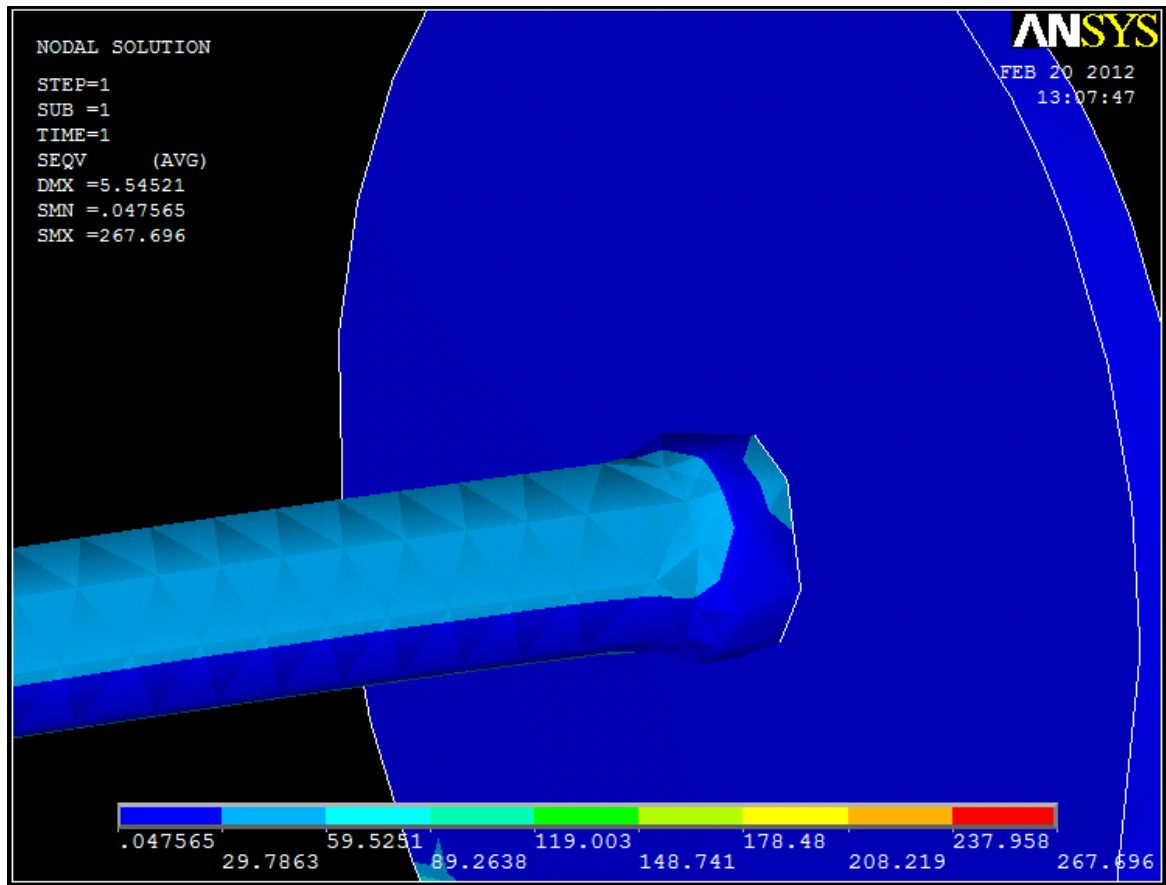


Figura 28: Radio de acuerdo original · 1,15

Se puede concluir, del estudio relativo al radio de acuerdo, que cuanto mayor sea éste menor va a ser la zona de concentración de tensiones altas (59-89 MPa) en la zona (color turquesa claro), llegando casi a desaparecer cuando el radio de acuerdo es un 15% mayor que el original. Se aprecia un detalle de este último caso en la Figura 29:

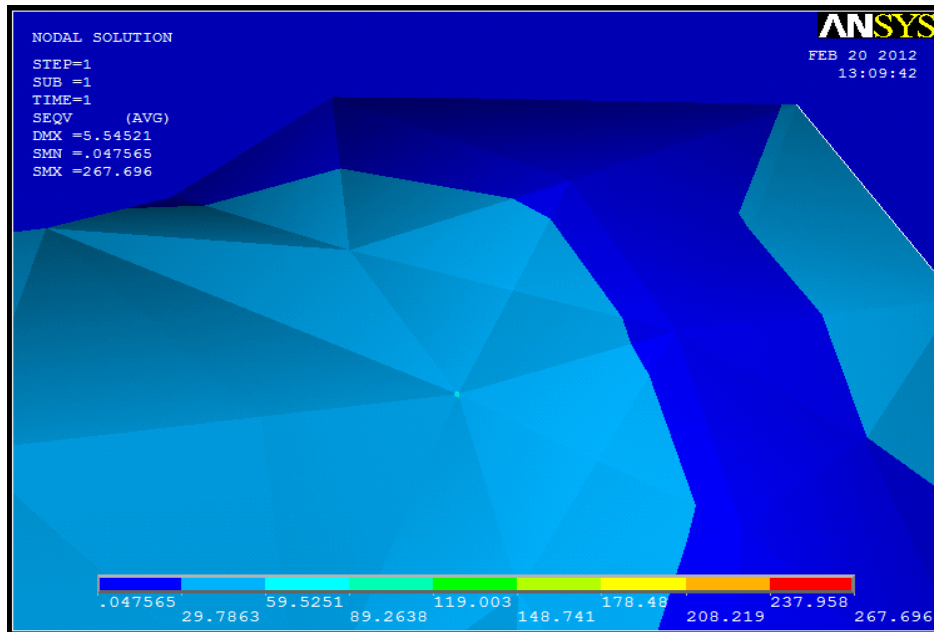


Figura 29: Radio de acuerdo original · 1,15 (detalle)

En esta figura podemos distinguir cómo la extensión del área más castigada por las tensiones, de similar valor a las tensiones de los casos con radios de acuerdo menores, es mínima, llegando casi a desaparecer. Por ello hay que seguir haciendo hincapié no sólo en la magnitud tensional, sino también en su extensión.

8.4.2. Relación de diámetros

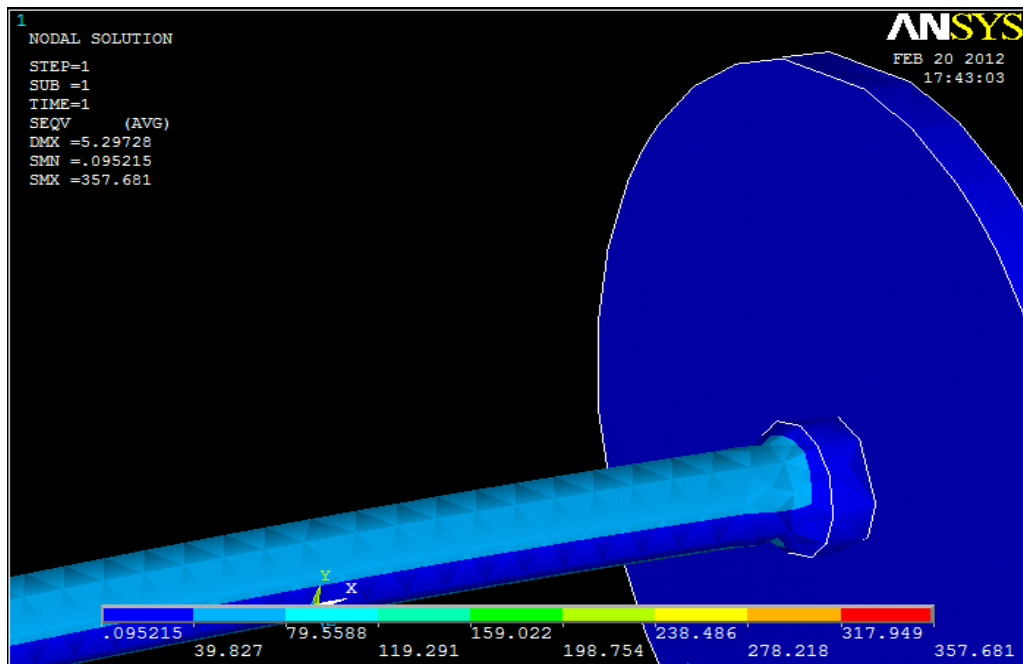


Figura 30: Relación de diámetros original $\cdot 1,15$

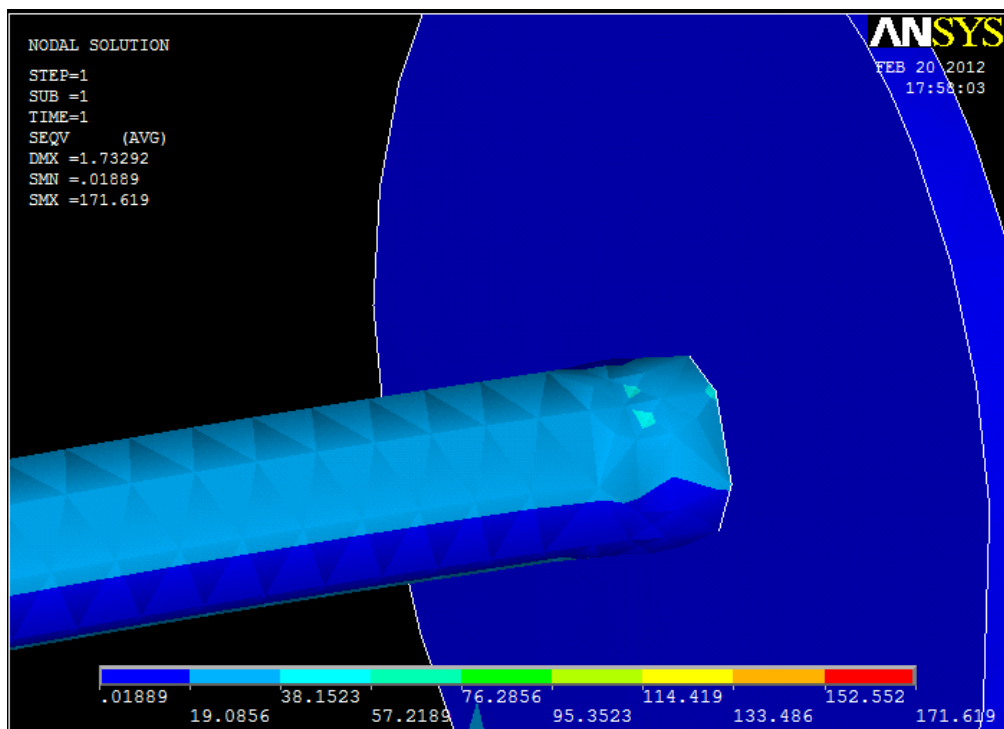


Figura 31: Relación de diámetros original $\cdot 0,85$

Se debe tener mucho cuidado a la hora de interpretar estas dos últimas imágenes, ya que pueden llevar a confusión. Es necesario fijarse atentamente en los números de la escala, para poder concluir que, con una relación de D/d un 15% mayor que la original, la magnitud de las tensiones sufridas por el eje es mucho mayor (del orden de 40 a 80 MPa) que cuando la relación de D/d casi es igual a la unidad y no existe apenas cambio de diámetro entre zona de calado y cuerpo del eje.

En esta última imagen (Figura 11), se aprecian varias zonas de concentración de tensiones pero, aun así, son iguales o inferiores a las tensiones sufridas en la imagen de arriba (Figura 10), la de mayor diferencia de diámetros.

Sin embargo es también destacable la casi inexistencia de tensiones en la zona de calado cuando hay gran diferencia de diámetros, y las tensiones sufridas por ésta cuando la diferencia es mucho menor.

8.4.3. Combinación de factores geométricos: cambio tanto en los radios de acuerdo como en la relación de diámetros

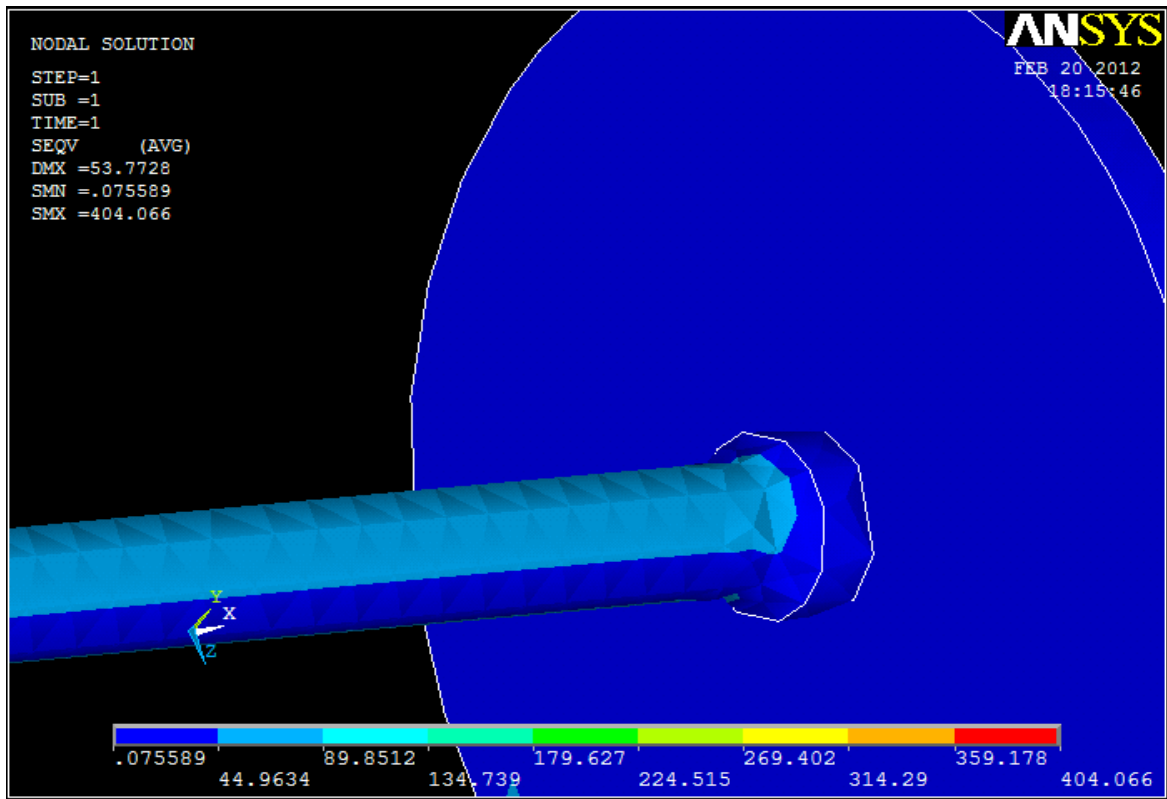


Figura 32: Relación de diámetros original · 1,15 y Radio de acuerdo original · 0,85

En la Figura 32 se ha escogido el, en principio, caso más desfavorable. Radio de acuerdo pequeño y relación de diámetros grande.

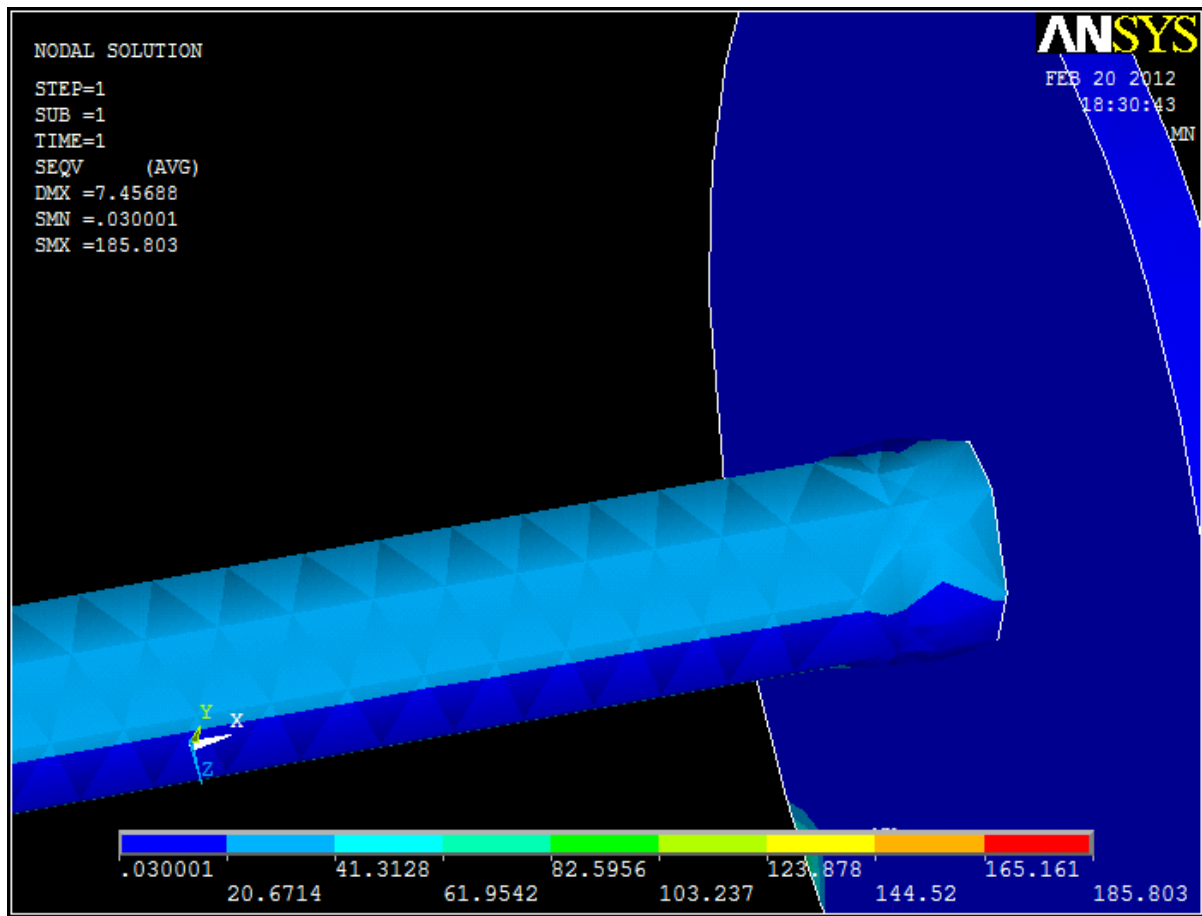


Figura 33: Relación de diámetros original · 0,85 y Radio de acuerdo original · 1,15

En este último estudio se ha realizado una nueva modificación en el diseño, combinando esta vez el cambio de radio de acuerdo y de la relación de diámetros.

Para la Figura 32, como decíamos, se ha escogido, a priori, el caso más desfavorable. Relación de diámetros grande y radio de acuerdo pequeño. En efecto nos encontramos con la zona más tensionada que en ningún otro caso, con valores del orden de entre 45 y 90 MPa.

En la Figura 33 se ha estudiado el que parece ser a primera vista el caso más favorable desde el punto de vista de evitar grandes tensiones. Relación de diámetros pequeña y radio de acuerdo grande. Los resultados son coherentes y se trata del caso con tensiones más pequeñas porque, si bien se parece a la Figura 31, el suavizado producido por el aumento del radio de acuerdo elimina esas zonas de concentración de tensiones que se pueden apreciar en esa figura.

Nuevamente hay que comentar la práctica ausencia de tensiones en la zona de calado para el primer caso, donde paradójicamente las tensiones mayores en la zona del cuerpo del eje.

9. CONCLUSIONES

El objeto de este PFC no era otro que dar a conocer, a través del método de los elementos finitos, cómo se comporta, desde el punto de vista de las tensiones sufridas, un eje ferroviario frente a cambios en su geometría, centrado el estudio en la zona más crítica.

El método de elementos finitos nos ha permitido, a través de un amigable software de ordenador, dividir nuestro eje en finitas áreas y calcular en cada una de ellas los resultados de tensión obtenidos arriba.

El estudio se puede resumir brevemente de la siguiente forma: cuanto menor sea el radio de acuerdo y mayor la relación de diámetros D/d , ambos factores referidos a la zona entre zona de calado y cuerpo del eje, mayores tensiones sufrirá el eje en esa zona.

10. PRESUPUESTO

10.1. Introducción

Este apartado nos servirá para hacer una estimación del coste económico de este proyecto de fin de carrera. Los costes los podemos desglosar, según su naturaleza, en:

- Coste asociado al tiempo empleado en llevar a cabo este proyecto por parte del personal humano.
- Coste asociado al tiempo empleado en llevar a cabo este proyecto por parte del ordenador, cuyas operaciones numéricas complejas han necesitado de muchas horas.
- Costes derivados de los materiales: licencias de software, material de oficina, etc

10.2. Presupuesto económico

10.2.1. Coste humano

Se calcula multiplicando el coste/hora por el número total de horas invertidas en el proyecto.

El coste asociado al personal humano lo vamos a calcular multiplicando el coste horario por el número total de horas empleadas en el proyecto (tanto del alumno como del tutor).

Tarea	Tiempo empleado	Coste/hora	Coste total
Redacción del PFC	200 h	20 €/h	4000 €
Supervisión del PFC	20 h	100 €/h	2000 €
TOTAL			6000 €

10.2.2. Coste máquina

Calculado de igual manera al coste humano

Tarea	Tiempo empleado	Coste/hora	Coste total
Modelado	1h	10€/h	10 €
Análisis	20h	10€/h	200 €
TOTAL			210 €

10.2.3. Coste de materiales

Aquí se consideran los costes derivados de las licencias de Ansys, Microsoft Office, del equipo informático, las normas UNE y los consumibles empleados.

Concepto	Cantidad	Coste unitario	Total
Licencia Ansys	1	6000 €/u	6000 €
Ordenador	1	750 €/u	750 €
Normas UNE	2	40 €/u	80 €
Consumibles	1	30 €/u	30 €
TOTAL			6860 €

10.2.4. Coste total

Suma de todos los conceptos desglosados anteriormente:

Tipo de Coste	Importe
Coste humano	6000 €
Coste máquina	210 €
Coste material	6860 €
Coste total	13070 €

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 13070 €.

Leganés, a 10 de diciembre de 2012.

El ingeniero proyectista

Fdo: Miguel Peiro Balaguer

11. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Requisitos de producto. UNE-EN 13260:2010+A1.
- [2] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Métodos de diseño. UNE-EN 13103:2010+A1.
- [3] Trenes Talgo pendulares y de alta o muy alta velocidad (Asociación española de científicos – Patentes Talgo).
- [4] ÁLVAREZ MÁNTARAS, Daniel; LUQUE RODRÍGUEZ, Pablo. Ingeniería e infraestructura de los transportes. Oviedo: Universidad de Oviedo, Servicio de Publicaciones, 2003. ISBN:8483173654.
- [5] (2012, 09). Tercnico. *BuenasTareas.com*. Recuperado 09, 2012, de <http://www.buenastareas.com/ensayos/Tercnico/5268297.html>
- [6] Introducción al método de los elementos finitos: aplicación a la mecánica de sólidos - Apuntes UC3M.
- [7] <http://www.aenor.es>
- [8] Mario Casillas, Guillermo. "Diseño de un eje y modelado con Pro/ENGINEER: aplicación a un eje ferroviario". Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2011.
- [9] Marco Esteban, Eva. "Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el programa Pro/Engineer". Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2010.

- [10] Engineering analysys with ANSYS software. Nakasone, Y. 2006.
- [11] Renfe Integria.
- [12] CAF.